

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Optimalizace konstrukce kabiny lesního vyvážecího stroje
Cabin Design Optimization of the Forest Forwarder

Student:

Bc. Josef Kristen

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Blata

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Josef Kristen**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **72 Technická diagnostika, opravy a udržování**
Téma: **Optimalizace konstrukce kabiny lesního vyvážecího stroje**
Cabin Design Optimization of the Forest Forwarder

Zásady pro vypracování:

Proveďte optimalizaci konstrukce kabiny lesního vyvážecího stroje, za využití dostupných metod technické diagnostiky.

V rámci zadání zpracujte:

1. Režerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proveďte konkrétní provozní vyhodnocení.

Další bližší informace provede firma Novotný.

Seznam doporučené odborné literatury

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

TÚMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů útlum FFT*. Sdílovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80-01-02417-2.

ČSN 01 1613: *Výpočet předpokládaných hladin hluku v průmyslových prostorech*. Praha, ČNI, 1989.

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6.

Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.

Rozsah práce min. 40 stran textu mimo přílohy

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

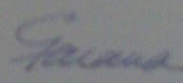
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Blata**

Datum zadání: 10.11.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

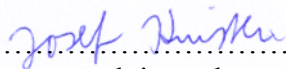


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

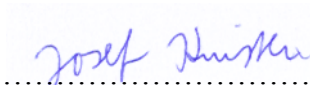
V Ostravě ...28.5.2010.....


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :28.5.2010.....



.....
podpis studenta

Josef Kristen

Hrabová 186

Zábřeh 789 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KRISTEN, J. Optimalizace konstrukce kabiny lesního vyvážecího stroje. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010, 60 s. Vedoucí práce: Ing. Blata, J.

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací konstrukce kabiny lesního vyvážecího stroje LVS 5000 vyráběného firmou Ing. Vojtěch Novotný za použití bezdemontážní diagnostiky. Konkrétně aplikací vibrodiagnostiky, hlukové diagnostiky a modální analýzy. V úvodní části diplomové práce jsou popsány jednotlivé metody použitelné pro tento účel. V praktické části je popsána použitá přístrojová technika, podmínky a metodika měření a následné vyhodnocení. Dále je navržen soubor konstrukčních opatření, která jsou zaměřena na eliminaci zdrojů vibrací, zvýšení tuhosti a odhlučnění kabiny.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KRISTEN, J. Cabin Design Optimalization of the Forest Forwarder. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2010, 60 p., Thesis head: Ing. Blata, J.

This work puts mind to proposal of Cabine Design Optimalization of Forest Forwarder LVS 5000 manufactured by company Ing. Vojtěch Novotný with using disassembly-free diagnostic, concretely with aplication of vibrodiagnostic, noise diagnostic and modal analysis.

In exordium are described separate methods applicable for this purpose. In practical part of master thesis are described instrumentation, conditions and methodics of measurement and final evaluation. In next step is designed set of constructional arrangemets which deals with elimination of vibration sources, increason of stiffness and noise elimination of cabine.

Obsah

| | |
|--|-----------|
| Seznam použitých symbolů a zkratk | 8 |
| 1. Úvod | 10 |
| 2. Vibrodiagnostika | 11 |
| 2.1 Snímače vibrací | 12 |
| 2.2 Připevnění snímačů | 16 |
| 2.3 Zapojení snímačů | 19 |
| 2.4 Měřené veličiny | 19 |
| 2.5 Metody zpracování signálu | 22 |
| 2.6 Rezonance | 26 |
| 3. Hluková diagnostika | 27 |
| 3.1 Měřené veličiny.. | 27 |
| 3.2 Měřicí technika.. | 29 |
| 4. Aplikace měření vibrací a hluku na kabině LVS 5000 | 32 |
| 4.1 Popis stroje | 32 |
| 4.2 Měření vibrací | 35 |
| 4.3 Modální analýza | 45 |
| 4.4 Měření hluku | 56 |
| 5. Závěr | 58 |
| Poděkování | 59 |
| Seznam použité literatury | 60 |

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

| | |
|--------------------|--|
| μm | mikrometr |
| μPa | mikropascal |
| π | Ludolfovo číslo |
| ω | úhlová rychlost [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$] |
| a | zrychlení |
| BaTiO_3 | Titaničitan baria |
| $^{\circ}\text{C}$ | stupeň celsia |
| cm^3 | centimetr krychlový |
| ČSN | Česká státní norma |
| ČSN ISO | Česká státní norma přejatá z norem mezinárodních |
| dB | decibel |
| DFT | Discrete Fourier Trasformation-Diskrétní Fourierova transformace |
| DIN | Německá norma |
| EN | Evropská norma |
| f | frekvence |
| FFT | Fast Fourier Transformation–Rychlá Fourierova transformace |
| FOPS | Falling object protective structure – ochranná konstrukce |
| g | gram |
| g | tíhové zrychlení |
| Hz | Hertz |
| I | intenzita zvuku |
| I_0 | referenční hodnota intenzity zvuku |
| IEC | mezinárodní elektrotechnická norma |
| ISO | mezinárodní norma |
| kg | kilogram |
| kHz | Kilohertz |
| kW | kilowatt |
| log | logaritmus |
| L_I | intenzita akustického tlaku |
| L_{pAeq} | ekvivalentní hladina akustického tlaku |
| L_{pAFmax} | maximální hodnota akustického tlaku. |

| | |
|------------------|--|
| L_w | hladina akustického výkonu |
| m | hmotnost |
| m | metr |
| mm | milimetr |
| ms | milisekunda |
| ODS | Operational Deflection Shapes – provozní tvary kmitů |
| OPS | Operator protective structure – ochranná konstrukce |
| p | tlak |
| Pa | pascal |
| PTK | provozní tvary kmitů |
| PVDF | polyvinylidenfluorid |
| rad | radián |
| RMS | Root mean square – efektivní hodnota amplitudy |
| ROPS | Roll over protection structure – ochranná konstrukce |
| s | sekunda |
| S | plocha |
| Sh A | tvrdost podle Shoreovy stupnice A |
| SiO ₂ | oxid křemičitý |
| T | čas |
| TD | technická diagnostika |
| v | rychlost |
| W | akustický výkon |
| W | watt |
| W_0 | referenční hodnota akustického výkonu |
| VDI | Německá norma |
| x | obecné označení funkce |
| y | výchylka |

1 ÚVOD

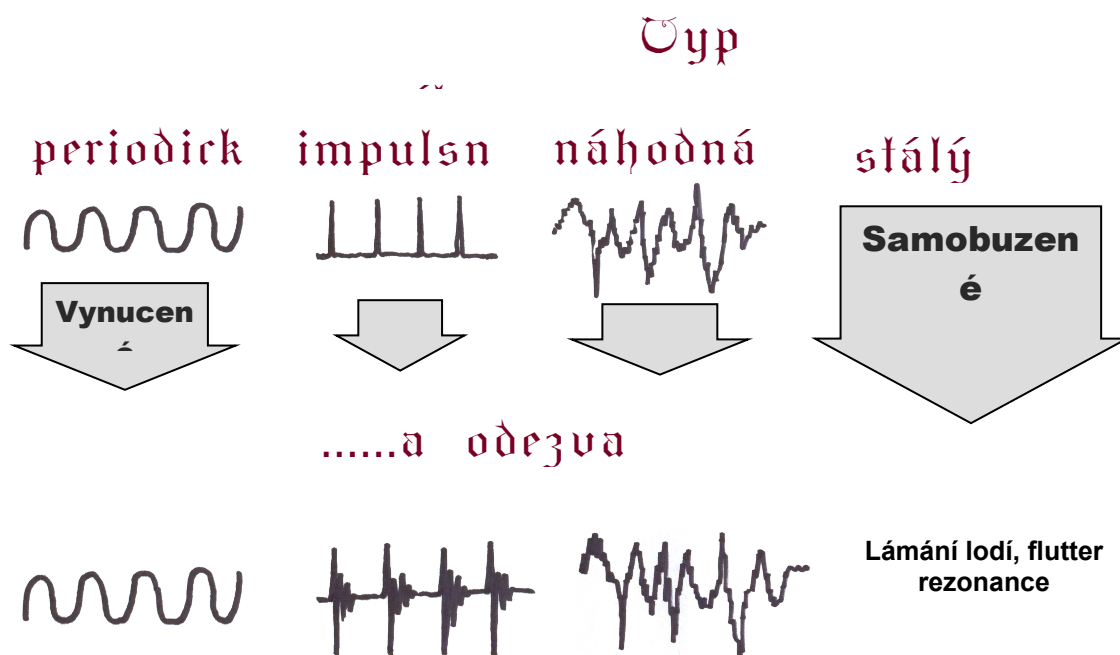
Technická diagnostika (dále jen TD) byla primárně zaměřena na odhalování poruch a jejich příčin. S jejím rozvojem se však rozšířil i rozsah působnosti. Např. provozní tvary kmitů a modální analýza se využívají při vývoji, dokončování a optimalizaci konstrukčních prvků či celých strojních celků.

Posledně jmenované metoda našla uplatnění zejména v 3D strojírenských vývojových aplikacích jako je Catia, ProEngineer, Inventor, Rhinoceros, Ideas apod. Modální analýzou lze dopředu zjistit chování součástí při působení vibrací určité frekvence s určitou relativní chybou, danou tím, že některé podmínky jednoduše nelze nasimulovat.

Podstatou vibrodiagnostiky je měření vibrací (jejich rychlosti, zrychlení nebo výchylky) za provozních podmínek. Na základě rozborů měření lze detekovat a lokalizovat výskyt vznikajících závad, určit rezonanci nebo stanovit míru opotřebení strojního zařízení. Správná interpretace výsledků z provedených měření umožňuje včas určit rezonanční frekvence, příznaky pomalu vznikající poruchy (např. opotřebení ložiska). Největší přínos TD spočívá v možnosti identifikovat technický stav strojního zařízení v časovém předstihu - tedy ve fázi kdy stroj nejeví žádné viditelné známky negativního chování (kromě rezonance, která se projevuje velmi výrazně). Na základě dlouhodobých měření je možno vytvořit vanovou křivku popř. harmonogram oprav a tak lépe zajistit spolehlivost chodu stroje. Dalším přínosem je možnost snížení stavu skladovaných náhradních dílů a s tím spojené náklady na minimum.

2 VIBRODIAGNOSTIKA

Mechanické chvění se vyskytuje v podstatě u všech strojů a technických zařízení. Jeho příčinou jsou dynamické síly způsobené pohonem, vůlí pohyblivých součástí, nevývahou, nesouosostmi, opotřebením, třením, rázy, atd. Vazbu mezi dynamickými silami a odezvou (kmitáním stroje) názorně popisuje obr.1. Je třeba zdůraznit, že velký vliv na přenos chvění mají použité materiály, správně navržená uložení, tuhost konstrukce, atd.



Obr. 1 Vazba mezi budící silou a odezvou [7]

Periodická síla – např. nevyváženost

- vyvolává periodický pohyb (po ustálení),
- odezva má stejnou periodu, zesílení je jiné

Impulsní síla – např. vada na ložisku

- budí vlastní frekvence
- běžné ocelové konstrukce značně zesilují odezvu na impulzy kmitáním na vlastní frekvenci

Náhodné buzení

- má náhodnou odezvu
- kromě náhodné odezvy může budít i některou vlastní frekvenci, špička může být malá
- je přítomné vždy, většinou jen jako šum

Samobuzené kmitání – např. návěsy motorových vozidel

- dochází k němu zdánlivě bez příčiny
- může se vyskytnout při opotřebení nebo nevhodné montáži.
- vyskytuje se zřídka, ale téměř vždy má destruktivní charakter - je důležité znát možnost jeho výskytu

2.1 SNÍMAČE VIBRACÍ

Při měření vibrací by měl výstupní signál co nejpřesněji odpovídat skutečnému průběhu mechanického kmitání, což není jednoduché a proto je této problematice věnován širší prostor. Je důležité použít vhodný typ snímače, který převede mechanické vibrace na elektrický signál k dalšímu zpracování.

Z hlediska provedení lze snímače pro monitorování vibrací lze rozdělit do dvou základních skupin:

- Seismická zařízení, která se běžně montují na konstrukci stroje. Jejich výstupem je pak míra absolutních vibrací částí konstrukce, které nerotují.
- Snímače relativní výchylky, které měří výchylku vibrací a střední polohu mezi rotujícími a nerotujícími částmi stroje.

Existují i určitá měření na strojích, jež vyžadují jiné typy snímačů (např.tenzometry), jejich použití pro monitorování vibračního stavu je však méně obvyklé.

Výběr vhodného typu snímače je závislý na více faktorech:

- na měřené veličině vibrací (výchylka, rychlost, zrychlení)
- zda se jedná o měření absolutních nebo relativních vibrací
- zda provádíme měření nízkofrekvenčních nebo běžných vibrací atd.

Další rozdělení podle měřené veličiny je následující:

Snímače zrychlení - akcelerometry

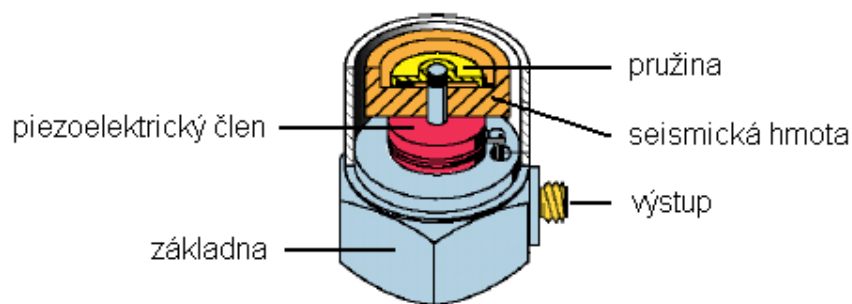
Jejich výstup může být zpracován tak, aby dal libovolnou veličinu (zrychlení, rychlost, výchylku vibrací) a proto patří mezi nejpoužívanější. Jedná se o seismická zařízení. Montují se na stacionární (nerotující) části stroje. Akcelerometry jsou dostupné s různými montážními

rezonančními frekvencemi (obvykle od 1 kHz výše). Je důležité zvolit akcelerometr tak, aby jeho lineární rozsah pokrýval sledované frekvence. Výstup z akcelerometru lze integrací převést na signál úměrný rychlosti. Převod na výchylku se provádí dvojnásobnou integrací, ale je nutné brát ohled na fakt že se značně zesiluje šum a to zejména při nízkých frekvencích (vytváří se tzv. skokanský můstek).

Akcelerometry jsou dostupné v různých velikostech. Jejich výhodou je velký dynamický (1 ku 10^6) a široký frekvenční rozsah. Nejčastěji se používají u menších strojů s malou montážní plochou, při vysokých teplotách prostředí popř. v silných magnetických polích. Existuje více druhů akcelerometrů lišících se principem – piezoelektrický, piezorezistivní a kapacitní. Nejpoužívanějším je piezoelektrický akcelerometr. Obsahuje podle provedení jeden či několik piezoelektrických krystalových elementů. Při deformaci piezoelektrický krystal (např. SiO_2 , BaTiO_3); popř. piezoelektrický polymer (např. PVDF) vytváří elektrický náboj, který je úměrný deformační síle (tahové, tlakové, stříhové nebo ohybové). Takto získaný signál se dále převádí na napěťový v tak zvaném nábojovém zesilovači. Zesilovač obvykle bývá součástí akcelerometru a pak je použitelnost do teploty cca 100°C . Při vyšší teplotě měřeného objektu (do cca 700°C) je nutné použít akcelerometr a samostatný nábojový zesilovač.

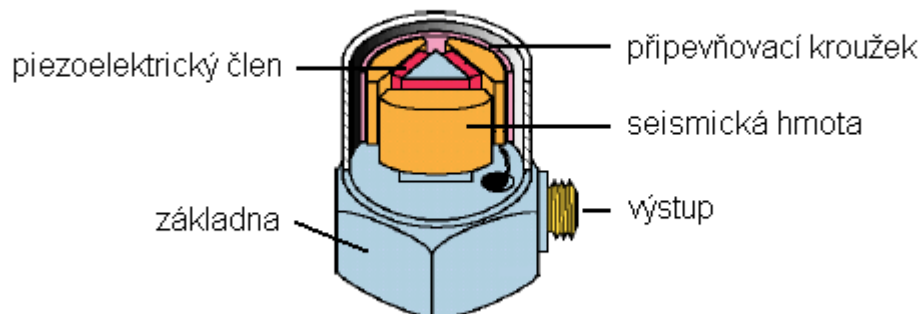
Podle umístění citlivého členu a seismické hmoty ve snímači rozlišujeme tyto druhy akcelerometrů:

- a) tlakový** – (piezoelektrický) je robustní konstrukce, má velký rozsah zrychlení, vyznačuje se citlivostí na nerovnoměrný ohřev



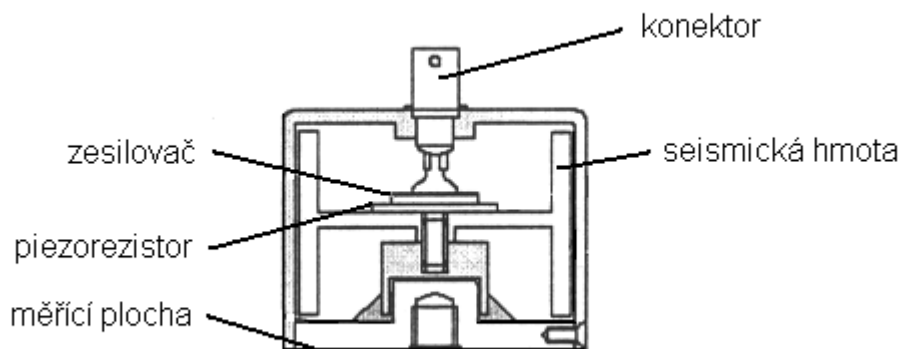
Obr. 2 Tlakový akcelerometr [7]

b) smykový – (piezoelektrický) má menší rozsah zrychlení, necitlivý na nerovnoměrný ohřev



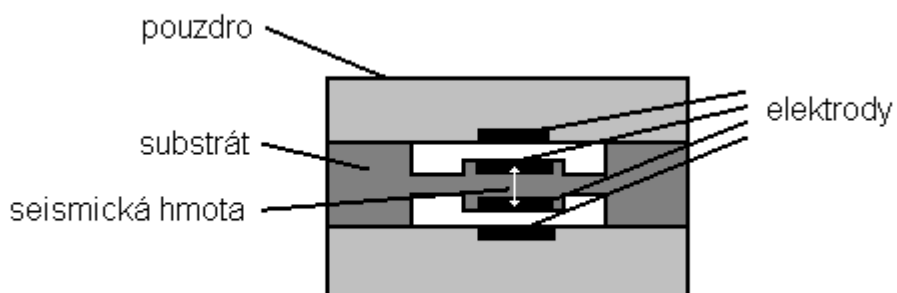
Obr. 3 Smykový akcelerometr [7]

c) ohybový – (piezorezistivní), pro měření nízkých frekvencí (asi 0 – 7kHz) a malých zrychlení, vyznačuje se citlivostí na nárazy, vhodný pro dlouhodobá měření



Obr. 4 Ohybový akcelerometr

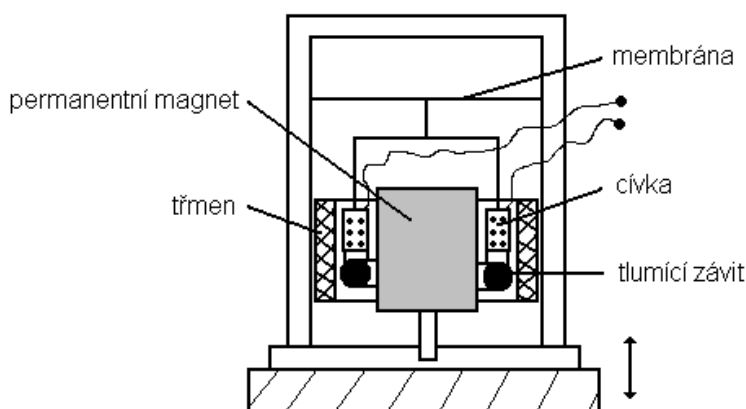
d) kapacitní – přesný a citlivý, pro nízký dynamický rozsah zrychlení, frekvenční rozsah asi 0 – 6 khz, velký teplotní rozsah (do cca 250°C)



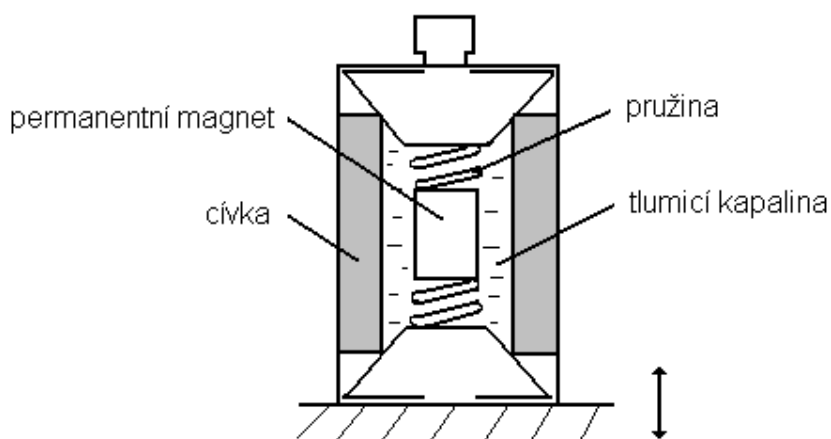
Obr. 5 Kapacitní akcelerometr

Snímače rychlosti

Jejich výstup lze integrací převést na výchylku vibrací. Snímač rychlosti se řadí mezi seismické zařízení. Signál je generován v podobě napětí, které je úměrné mechanické vibrační rychlosti tělesa. Snímače rychlosti se stejně jako snímače zrychlení montují na stacionární (nerotující) části stroje. Tento snímač v podstatě měří výchylku vibrací, ale vzhledem k vnitřnímu složení dochází při vzájemném pohybu magnetu a cívky k indukci napětí na cívce. Existují dvě varianty snímačů – s pohyblivou cívkou a s pohyblivým magnetem. U varianty s pohyblivou cívkou představuje seismickou hmotu cívka, v případě pohyblivého magnetu tvoří seismickou hmotu magnet. Výhodou je vysoká úroveň výstupního signálu, malý vnitřní odpor a možnost použití bez zdroje napájení. Mezi nevýhody patří především omezený frekvenční rozsah (asi 2 – 3,5 kHz), větší rozměry a citlivost na parazitní magnetické pole.



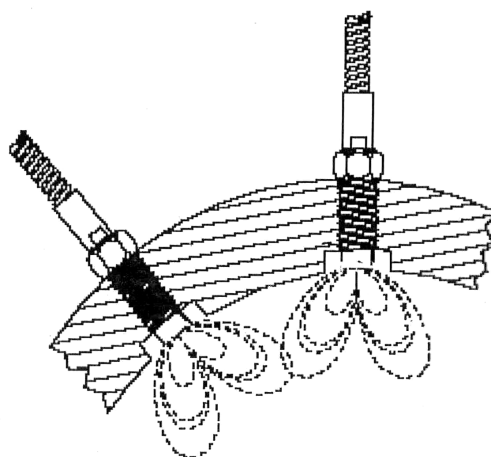
Obr. 6 Senzor rychlosti s pohyblivou cívkou



Obr. 7 Senzor rychlosti s pohyblivým magnetem

Snímače výchylky

Snímače výchylky (polohy, posuvu) kmitajícího tělesa lze obecně sestavit na principu indukčním, indukčnostním, kapacitním, magnetickém nebo optickém. Ve vibrodiagnostice se v současné době nejčastěji používají snímače indukčnostní, které využívají závislost indukčnosti cívky na proudové hustotě vířivých proudů. Snímač výchylky dává střídavou složku pro vibrace a stejnosměrnou složku pro polohu. Principem je využití vířivých proudů, které vznikají při napájení cívky ve špičce sondy vysokofrekvenčním (nosným) signálem (cca 1,5 MHz), na který se moduluje proměnná vzdálenost sondy od povrchu hřídele. Tyto snímače jsou citlivé na parazitní vlivy, jako jsou např. délka kabelu, vnější elektromagnetická pole atd. Z tohoto důvodu se vyrábějí jako integrované, kdy kovový stínící kryt obsahuje spolu s cívkou i základní část elektronických obvodů. V poslední době se poměrně často používají i bezdotykové optické snímače výchylky, které jsou založené na principu Dopplerova jevu. Jejich velkou výhodou je vysoký frekvenční rozsah (až 30 MHz).



Obr. 8 Snímač

výchylky [1]

2.2 PŘIPEVNĚNÍ SNÍMAČŮ

Správné měření vibrací je závislé především na dokonalém přenosu snímané veličiny na snímač; což v praxi znamená, že je velmi důležité správné uchycení snímačů. Hlavním kritériem je co nejdokonalější mechanický kontakt mezi plochou snímače a povrchem ke kterému je připevněn. Nedokonalé připevnění snímače snižuje jeho rezonanční frekvenci a tím také horní hranici frekvenčního rozsahu. Blíže se touto problematikou zabývá norma ČSN ISO 5348 Vibrace a rázy – mechanické připevnění akcelerometrů.

Nejčastější druhy připevnění snímačů:

Pevný šroubový spoj – pokud je povrch hladký a rovný vykazuje tento spoj nejlepší výsledky – nedochází ke snížení rezonanční frekvence snímače v důsledku jeho uchycení. Otvor se závitem v měřeném objektu musí být dostatečně hluboký, aby se vyloučila možnost dotažení šroubu až do dna závitového otvoru.

Včelí vosk – povrch musí být čistý, používá se pro měření na více místech. Použití vosku je omezeno do teploty asi 40°C, nad touto teplotou začíná měknout. Vykazuje mírné snížení rezonanční frekvence snímače.

Lepný šroub – používá se pro opakovaná měření, v bodech kde není možné vyřezat závitový otvor se připevní speciální šroub pomocí epoxidového nebo kyanokrylátového lepidla. Vrstva lepidla musí být velmi tenká, aby se omezilo nežádoucí tlumení vibrací vlivem pružnosti vrstvy lepidla. K demontáži se používá klíč nasazený na matici snímače, s nímž se utrhne snímač od plochy s lepidlem. Vykazuje mírné snížení rezonanční frekvence snímače.

Izolovaný šroubový spoj – používá se pokud je nutno elektricky izolovat snímač; např. pokud by přímé zašroubování šroubu vytvořilo zemní smyčku. Nejčastěji se šroub izoluje pomocí slídové podložky. Vykazuje mírné snížení rezonanční frekvence snímače.

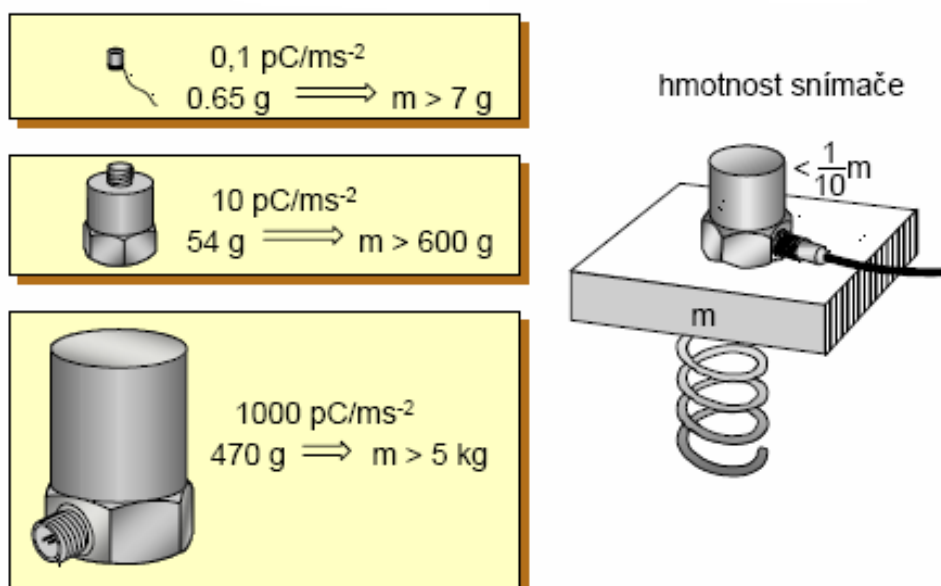
Permanentní magnet – jednoduché řešení, snadná a rychlá manipulace se snímačem. Díky magnetu je zajištěna elektrická izolace snímače. Dvoupólové montážní magnety se používají k montáži akcelerometru na zakřivené feromagnetické povrchy. Nevýhodou je značně snížená rezonanční frekvence snímače.

Ruční sonda – rychlá změna polohy snímače. Vzhledem k tomu, že je přidržována pouze rukou, je určena spíše k orientačnímu měření. Vykazuje velmi nízkou rezonanční frekvenci a proto se nedoporučuje pro měření nad 1 kHz.

| přípevnění snímače | rezonanční frekvence |
|---------------------|--------------------------|
| pevný šroubový spoj | cca 30 kHz (dle snímače) |
| včelí vosk | 29 kHz |
| lepený šroub | 28 kHz |
| izolovaný šroub | 28 kHz |
| permanentní magnet | 7 kHz |
| ruční sonda | 2 kHz |

Tab. 1 Vliv přípevnění snímače na jeho rezonanční frekvenci

Kromě přípevnění snímače působí na přenos měřené veličiny také další vlivy jako je vlhkost, změna teploty, různé druhy záření (radioaktivita), triboelektrický šum, poměr váhy snímače k váze měřeného objektu apod. Tyto vlivy je nutno zohlednit již při výběru snímačů - jejich význam nebývá vždy zanedbatelný.



Obr. 9 Doporučené hodnoty poměru váhy snímače k váze měřeného objektu [7]

2.3 ZAPOJENÍ SNÍMAČŮ

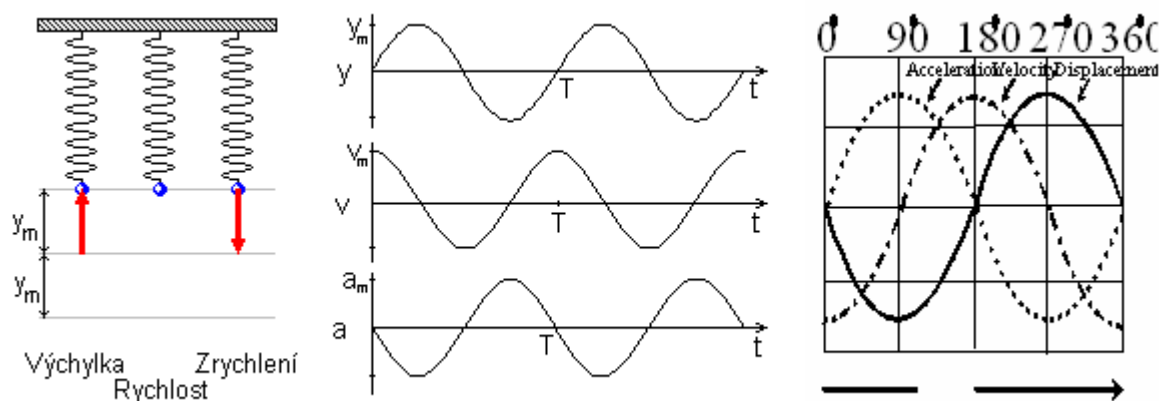
Měřená veličina je kabelem vedena k zesilovači signálu. Zesílený signál se poté usměrní na stejnosměrný a je dále zpracováván. Podle použitého typu snímače a měřicích podmínek je nutné zvolit také vhodný druh kabelu. Nejčastěji se používá koaxiální kabel se stíněním popř. kroucená dvoulinka. Používají se však i různá speciální provedení – vodotěsné, pohlcující triboelektrický šum, vysokoteplotní atd.



Obr. 10 Kabely Brüel & Kjaer [8]

2.4 MĚŘENÉ VELIČINY

Pohyb lze matematicky popsat 3 veličinami - dráhou (výchylkou), rychlostí na této dráze nebo zrychlením (změnou rychlosti). Všechny tři veličiny jsou mezi sebou vázány matematickými vztahy. Nejčastěji se měří zrychlení a v případě potřeby se integrací převede na rychlost nebo výchylku.



Obr. 11 Náporný popis vztahů mezi rychlostí, zrychlením a výchylkou [1]

Zrychlení – je změna rychlosti v závislosti na čase

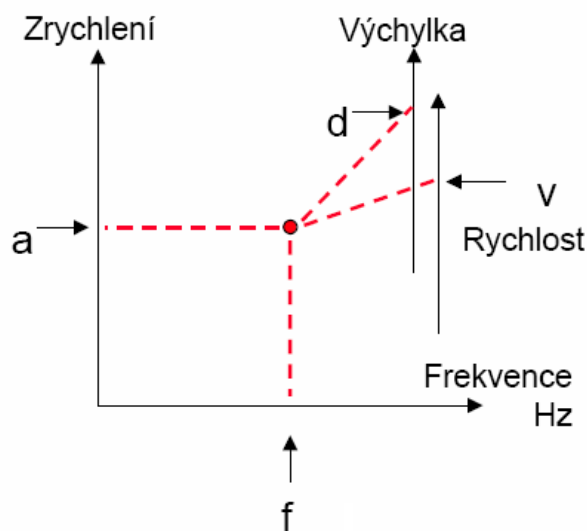
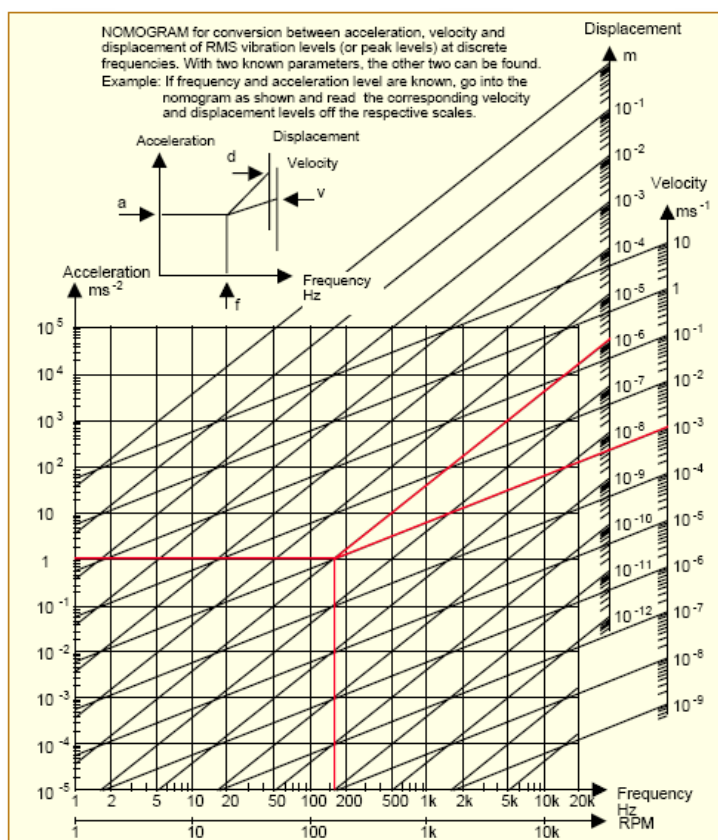
$$a = \omega \cdot v = \omega^2 \cdot y \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (1)$$

Rychlost – (se kterou se mění výchylka)

$$v = \int a \cdot dt = \frac{a}{2 \cdot \pi \cdot f} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2)$$

Výchylka – vyjadřuje okamžitou vzdálenost kmitajícího bodu od jeho klidové polohy

$$y = \int v \cdot dt = \frac{a}{4 \cdot \pi^2 \cdot f^2} \quad [\text{m}] \quad (3)$$



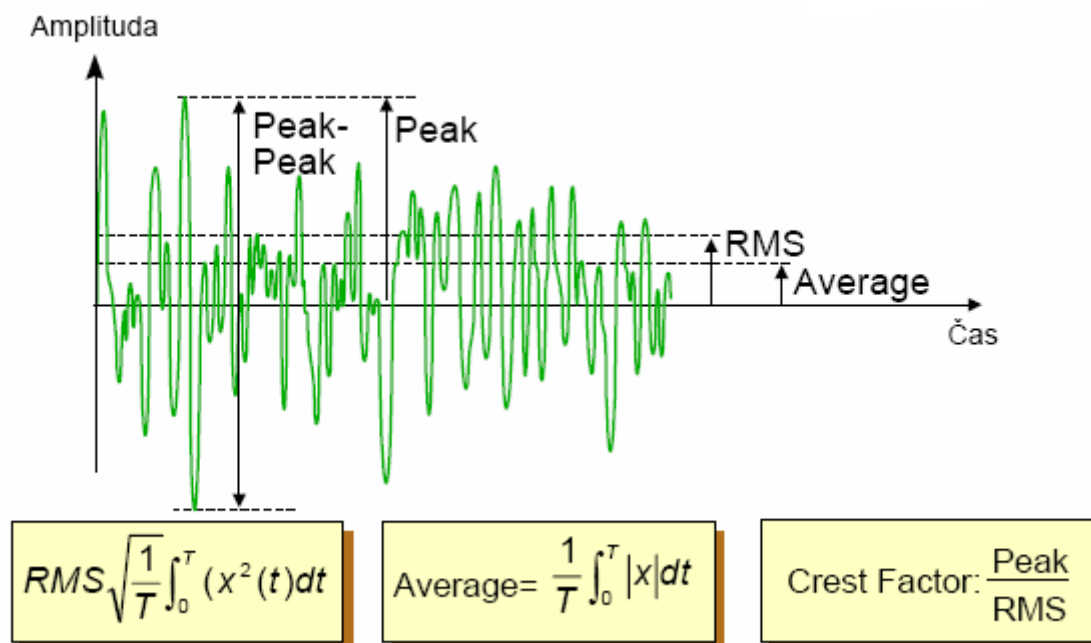
Obr. 12 Nomogram pro převod mezi zrychlením, rychlostí výchylkou [7]

Frekvence – udává počet cyklů kmitavého pohybu za sekundu

$$f = \frac{1}{T} \quad [\text{Hz}] \quad (4)$$

Fáze – vyjadřuje úhlovou vzdálenost. Jednotkou je [°] nebo [rad]

Amplituda – je měřítkem energie nebo pohybu kmitajícího objektu



Obr. 13 Popis měřených hodnot signálu [7]

Peak to Peak – maximální rozkmit – nebo také dvojitá amplituda, důležitá hodnota neboť udává největší rozsah hodnocené vlny. Sleduje se především tam, kde je z hlediska maximálně přípustného mechanického namáhání a vůlí důležitá výchylka chvění.

Peak – špička – též vrcholová hodnota, udává amplitudy krátkodobých jevů např. mechanických rázů apod. Z porovnání velikosti amplitudy špičky a průměrné hodnoty lze určit např. rezonanci.

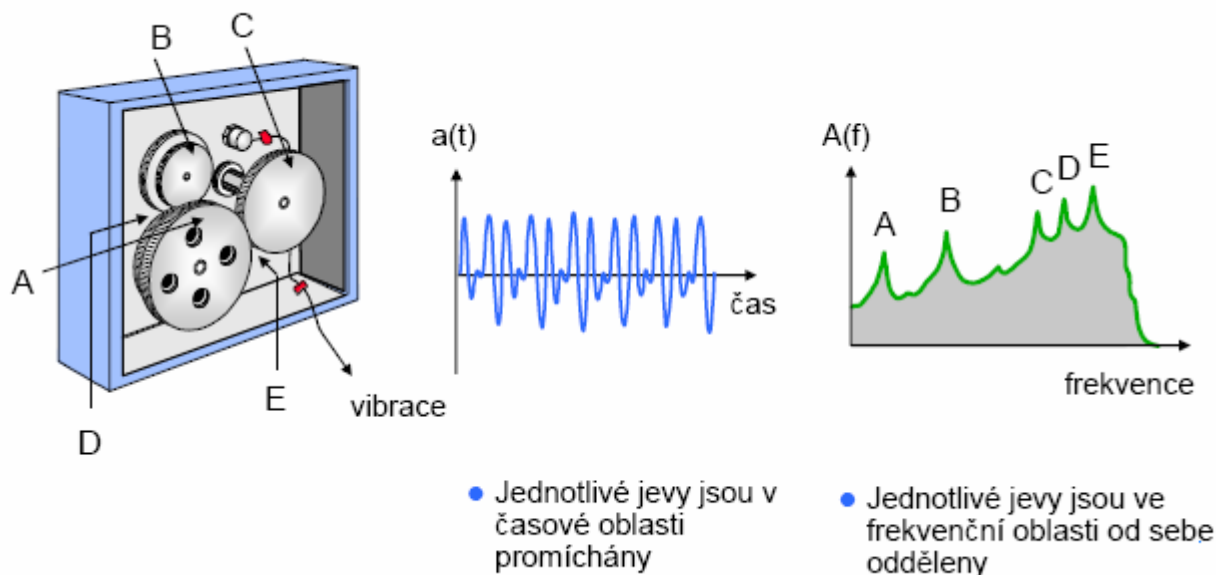
RMS – efektivní hodnota – z hlediska kvantitativního hodnocení amplitud se jedná o nejdůležitější hodnotu, neboť s sebou nese informaci o velikosti energie vztahující se ke sledovanému frekvenčnímu rozsahu. Matematický předpis pro výpočet RMS viz obr. 13.

Average – střední hodnota – udává průměrnou hodnotu amplitudy. Její praktický význam je omezen skutečností, že nemá přímý vztah k žádné důležité veličině.

2.5 METODY ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU

Metoda FFT (Fast Fourier Transformation)

Rychlá Fourierova transformace tvoří nejzákladnější a nejvíce používanou metodu pro zpracování vibračního signálu. Základem této metody je převod signálu z časové oblasti (domény) do oblasti frekvenční. Dle typu signálu je výhodné některé druhy signálu zobrazovat v časové oblasti a jiné naopak ve frekvenční oblasti jako spektra, jelikož lépe poskytují informace o složení signálu. Rozklad signálu na soubor harmonických funkcí lišících se úhlovou frekvencí, amplitudou a počáteční fází nám poskytuje užitečné informace pro lokalizaci a odstranění příčin chvění. Pro lepší představu o využití FFT je přiložen následující obrázek.



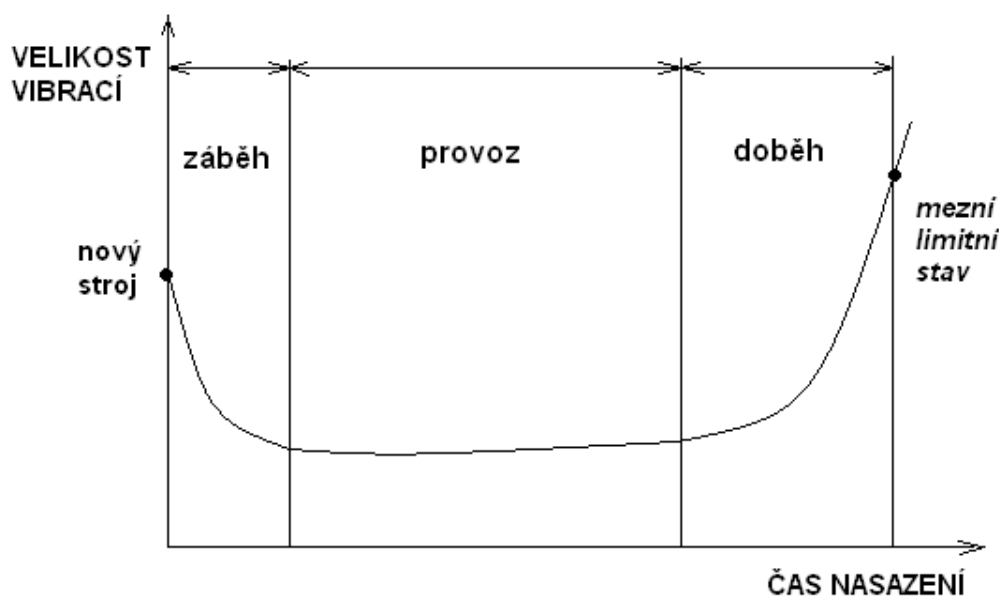
Obr. 14 Převod signálu z časové do frekvenční oblasti [7]

Teorie FFT vychází z Fourierových řad pro periodické funkce. Jelikož délka záznamu vzorků je téměř vždy konečná (kromě online diagnostiky) lze tento záznam považovat za jednu periodu signálu. To je důležité pro DFT (diskrétní Fourierovu transformaci) která transformuje omezenou délku vzorkovacího signálu na omezený počet diskrétních hodnot z frekvenční oblasti. Podrobná teorie a matematické vyjádření jsou relativně složitou záležitostí; přesahující obsahové možnosti této práce. Z tohoto důvodu je neuvádím a odkazuji na seznam literatury.

Měření celkových vibrací

Patří mezi nejjednodušší a nejrychlejší metodu měření. Celkové vibrace udávají celkovou vibrační energii měřenou v určitém frekvenčním rozsahu podle typu stroje, nejčastěji však 10 – 1000 Hz (2 – 1000 Hz). Měřením a porovnáním celkových vibrací stroje s jejich normální hodnotou lze získat informaci o objektivním stavu stroje. Celkovou mohutností (intenzitou) kmitů se pak rozumí efektivní hodnota rychlosti naměřená na funkčně nejdůležitějším místě stroje. Limitní hodnoty k porovnání udává výrobce nebo je lze určit dle předpisů a norem např. ČSN ISO 10186. Vedle této normy existuje spousta dalších norem a předpisů které lze pro tento účel použít - ISO, DIN, VDI, atd. Při překročení limitních hodnot je vhodné použít některou z důkladnějších metod a zjistit tak přesněji příčinu zvýšených hodnot vibrací.

Vynášením naměřených hodnot do grafu jako funkci času lze získat tzv. vanovou křivku, která představuje časový průběh hladiny vibrací během technického života stroje.



Obr. 15 Vanová křivka

Z vanové křivky lze následně určit zbytkovou životnost a jiné údaje týkající se údržby. Tato metoda bývá také označována jako tendování vibrací. Trend neboli vývoj vibrací v čase je sledován nejčastěji pro vypočtené lokální otáčkové frekvence (např. otáčková frekvence ozubení apod.) Trendování umožňuje také regresi (dopočítání) průběhu trendu do dané limitní hodnoty – tedy dopočítání zbytkové životnosti.

Kepstrální analýza

Název vznikl přesmyčkou anglického slova spectrum na cepstrum. Kepstrální analýza je určitou variantou frekvenční analýzy. Podstatou této metody je hledání periodických dějů ve frekvenčním spektru, tedy pravidelně se opakujících rozdílů mezi sousedními frekvenčními čarami. Používá se v případech, kdy má frekvenční spektrum několik nosných frekvencí, na které jsou namodulována postranní pásma. Kepstrum tedy představuje frekvenční analýzu frekvenčního spektra a udává periodické jevy ve frekvenční oblasti modulace postranního pásma. Z předchozího textu je patrné, že kepstrální analýza je užitečnou pomůckou pro orientaci v naměřeném spektru. Je vhodná především pro diagnostiku převodovek a identifikaci amplitudové a frekvenční modulace.

Modální analýza

Modální analýzu lze zařadit mezi obory dynamiky. Tato metoda používá k popisu vibračních vlastností a chování strojních konstrukcí (popř. jejich částí) možnosti rozložit složitý kmitavý proces na jednotlivé, tedy modální příspěvky. Každý z těchto jednotlivých příspěvků charakterizuje modální frekvence a modální tvar kmitu. Z pohledu matematiky je soustava diferenciálních vzájemně vázaných rovnic nahrazena soustavou nezávislých, izolovaně řešitelných diferenciálních rovnic pomocí tzv. modální transformace. Při experimentální modální analýze se sleduje odezva konstrukce při jejím řízeném na zvolené síti bodů nacházejících se na povrchu této konstrukce. Vyhodnocením frekvenčních přenosů mezi jednotlivými páry bodů lze určit modální frekvence a modální tvary kmitu regresí. V souvislosti s těmito měřeními se lze setkat také s termíny jako experimentální modální identifikace, modální testování apod. Při těchto výpočtech se počítá také s komplexními čísly, což umožňuje zohlednit i tlumení konstrukce. Pro takto zkoumanou konstrukci platí hned několik předpokladů - kauzalita, proměnnost parametrů s časem, princip superpozice (při skládání účinků není důležité pořadí), homogenita (velikost amplitudy nehraje roli).

Účely pro které lze modální analýzu nejlépe využít:

- Určit vlastní frekvence konstrukce
- Určit tlumení při těchto frekvencích
- Určit vlastní tvary kmitů (tvar deformací při vlastních frekvencích)

Další možnosti této metody:

- Určit zda se modální frekvence nevyskytují v rozsahu eventuálního buzení např. motoru
- Určit modální tvary kmitů při těchto frekvencích
- Upravovat stávající konstrukce např. přidáním nosných prvků, ubráním hmotnosti a ověřit následně jejich vibrační chování
- Přeladit konstrukci mimo škodlivé pásmo frekvencí
- Určit přenosové cesty šíření budících účinků, tedy slabá místa konstrukce
- Výsledky použít pro PTK

Tato metoda s sebou nese také určitá omezení. Rozměry měřené konstrukce jsou omezeny předpokladem zanedbání hmotnosti snímače vůči hmotnosti vyšetřované soustavy, modální analýzu lze tedy použít pro většinu strojních a stavebních konstrukcí. Frekvenční rozsah lze uvažovat zhruba 0,1 Hz – 30 kHz. Co se týče měřicí techniky je zapotřebí alespoň dvoukanálová FFT aparatura (ideálně tříkanálová), rázové kladívko (nebo elektrodynamický budič) a příslušný software. Další variantu této metody představuje zpracování simulace pro 3D model v některém z výpočtových modulů softwaru jako např. Inventor, Catia atd.

Provozní tvary kmitů

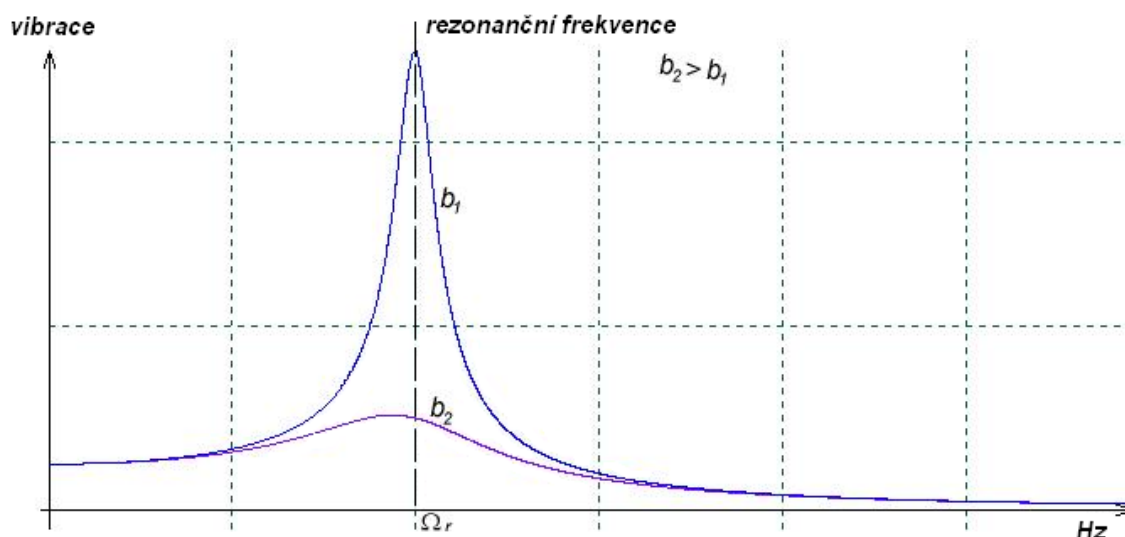
Anglicky také ODS nebo česky PTK či strukturální stroboskopie. Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů znázorňuje vibrační chování konstrukce při provozních podmínkách. V podstatě je založena na využití stejných softwarových prostředků jaké jsou použity při animaci vlastních tvarů kmitů určených modální analýzou. Při měření je jeden referenční snímač trvale umístěn na místě v měřicím směru se silným signálem a druhým snímačem se měří všechny měřicí směry na vybrané síti bodů. Výsledky takového měření tvoří frekvenční spektra a fáze vztažené k referenčnímu směru. Po zpracování těchto podkladů dostaneme animaci, kde se výchylka pohybu zesílí a frekvence sníží natolik, aby byly vnímatelné lidským okem

Nejčastější vady nalezené za použití PTK

- Vadná montáž
- Vadná konstrukce
- Uvolněné spojení konstrukce se základem

2.6 REZONANCE

V podstatě jde o nucené kmitání, které může zapříčinit i malá budící síla a následně způsobit velké změny v kmitajícím systému. Nastává v případě když frekvence budící síly odpovídá vlastní frekvenci konstrukce nebo části stroje. Rezonance sama o sobě není příčinou vibrací ale výrazně je zesiluje a způsobuje značnou citlivost konstrukce (či stroje) na silové působení na rezonanční frekvenci. Rezonance je nejčastější příčinou problémů spojených s hlukem a vibracemi. Každá část strojního systému disponuje určitou tuhostí a hmotností, na nichž především závisí vlastní frekvence a vibrační chování. Nezanedbatelným faktorem je také tření, které snižuje vibrace při rezonanci – zajišťuje tlumení. Úroveň tlumení je však většinou neznámá. Na následujícím obrázku je znázorněn vliv úrovně tlumení na velikost vibrací – b_2 představuje velké tlumení, b_1 naopak malé tlumení.



Obr. 16 Vliv úrovně tlumení na velikost vibrací

Nejčastějšími příznaky blízkosti rezonanční frekvence pracovním otáčkám stroje jsou:

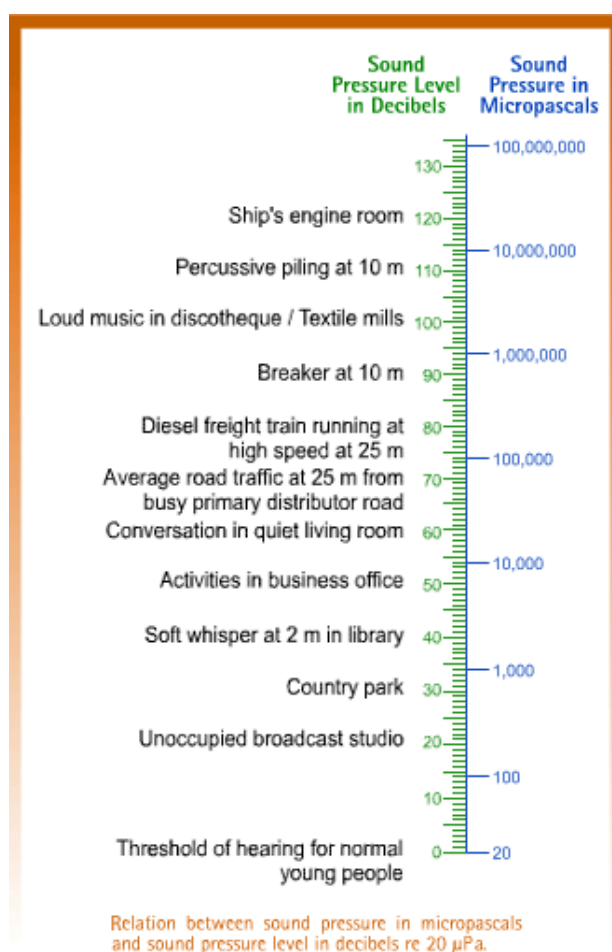
- Nestálá a vysoká úroveň vibrací
- Citlivost na teplotu
- Citlivost na nevyváženost
- Značné opotřebení těsnění
- Obtížné vyvažování

3 HLUKOVÁ DIAGNOSTIKA

Hluk je významný diagnostický signál ve vztahu k technickému stavu objektu. Lze jej definovat jako nežádoucí zvuk ve frekvenčním pásmu 20 Hz – 20 kHz (hranice slyšitelnosti). V případě zvuku pod dolní hranicí slyšitelnosti se jedná o infrazvuk, u horní hranice jde o ultrazvuk. Pro šíření zvuku jsou rozhodujícími faktory prostředí a přítomnost překážek popř. dalších zdrojů zvuku. Rychlost šíření zvuku (nejen) ve vzduchu je také závislé na teplotě. Hluková diagnostika má mnoho možností využití z nichž nejčastější je lokalizace a odstranění nadměrného hluku a detekce závad na strojních systémech.

3.1 AKUSTICKÉ VELIČINY

Pro popis zvuku bylo stanoveno několik charakteristických veličin. Kvůli velkému rozsahu frekvenčního pásma byla zavedena logaritmická jednotka dB, která se v akustice uplatňuje nejvíce. Stupnice pro převod z μPa na dB



Obr. 17 Stupnice pro převod z μPa na dB s orientačními hodnotami hluku

Akustický tlak p [Pa]

- je definován jako rozdíl mezi okamžitou hodnotou celkového tlaku v daném bodě zvukového pole a statickou hodnotou atmosférického tlaku.

Intenzita zvuku

$$I = p \cdot v \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5)$$

v – rychlost zvuku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Intenzita akustického tlaku

$$L_I = 20 \cdot \log(I / I_0) \quad [\text{dB}] \quad (6)$$

I_0 – referenční hodnota intenzity zvuku $I_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

Akustický výkon

$$W = I \cdot S \quad [\text{W}] \quad (7)$$

S – plocha v m^2 na kterou je vztažen výpočet

Hladina akustického výkonu

$$L_W = 10 \cdot \log(W / W_0) \quad [\text{dB}] \quad (8)$$

W_0 – referenční hodnota akustického výkonu $W_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W}$

Ekvivalentní hladina akustického tlaku

- základní veličina pro měření vnitřního hluku vozidel

$$L_{pAeq} = 10 \cdot \log \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad [\text{dB}] \quad (9)$$

$t_2 - t_1$ – časový interval po který probíhá výpočet

p_A – střední kvadratická odchylka akustického tlaku A [Pa]

p_0 – referenční hodnota akustického tlaku, $20 \mu\text{Pa}$ dle ISO 1683

Maximální hodnota akustického tlaku

$$L_{pAF \max} = 10 \cdot \log \left(\frac{p_{A \max}^2}{p_0^2} \right) \quad [\text{dB}] \quad (10)$$

$p_{A \max}$ – maximální střední kvadratická odchylka akustického tlaku dosažená po dobu měření

[Pa]

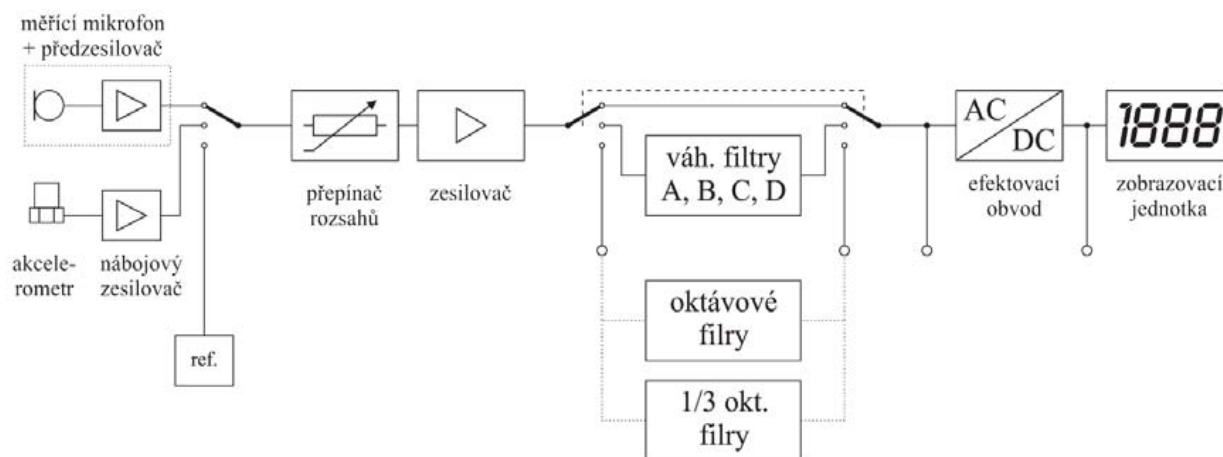
3.2 MĚŘÍCÍ TECHNIKA

Nejčastěji používanými přístroji pro měření akustických veličin jsou hlukoměry a sondy intenzity hluku, lze se však setkat i se staršími typy měřidel - např. hlukový dozimetr.

Zvukoměr

Je elektronické měřicí zařízení zachycující zvuk, které umožňuje objektivní a reprodukovatelné měření jeho hladin. Mezi další funkce lze zařadit také oktávovou a třetinooktávovou analýzu, hlukový dozimetr. Tato zařízení různých výrobců se mohou lišit v detailech konstrukce, avšak všechna bez rozdílu obsahují následující komponenty:

- mikrofon
- ustrojí pro zpracování signálu
- indikační zařízení



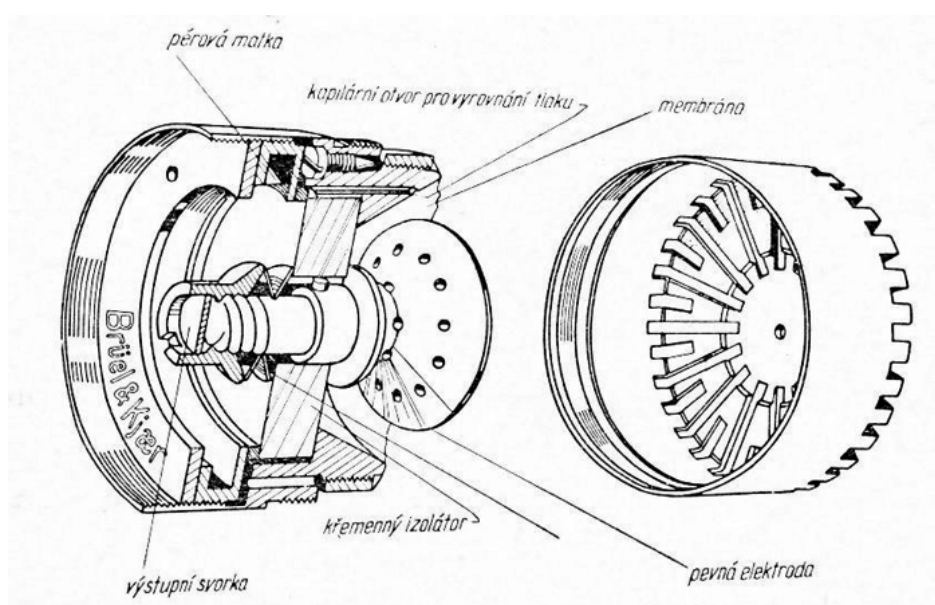
Obr. 18 Blokové schéma hlukoměru

Základním prvkem zvukoměru je mikrofon, jenž slouží k přeměně akustické energie na energii elektrickou. Jako první člen elektroakustického řetězce má podstatný vliv na výslednou kvalitu signálu. Ve zvukoměrech se nejčastěji používá **kondenzátorový mikrofon** jelikož disponuje parametry vhodnými pro měření především:

- Lineární charakteristikou v celém slyšitelném pásmu
- Dobrou časovou stabilitou (při správném užívání i mnoho let)

Tento akustický měnič obvyklé konstrukce obsahuje pevnou elektrodu (obvykle perforovanou), před níž je umístěna pohyblivá elektroda tvořící membránu. Mezi elektrodami je stejnosměrné polarizační napětí. S pohybem membrány se mění také kapacita mezi

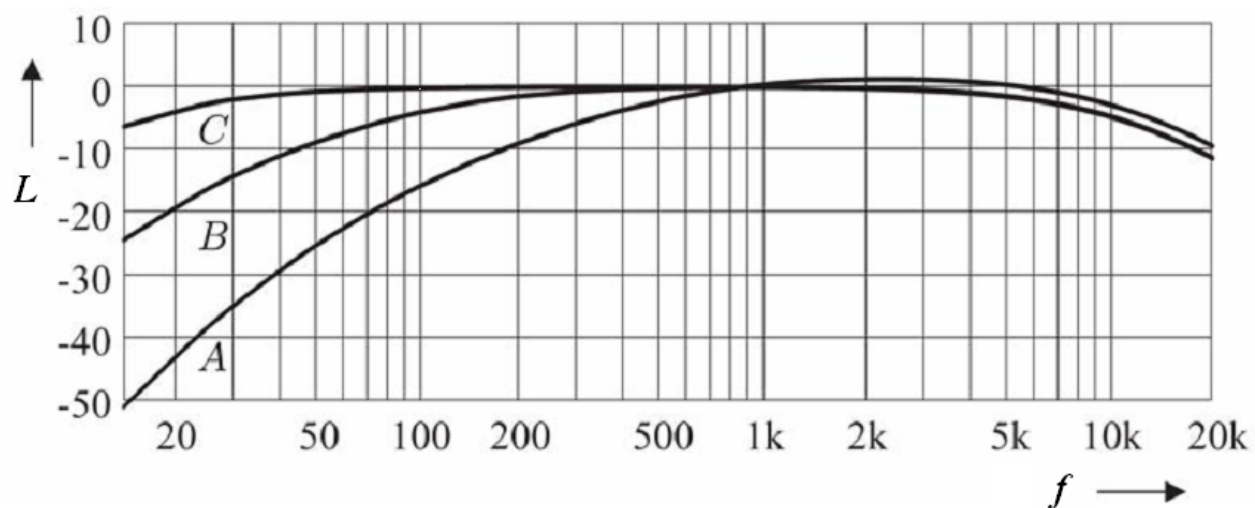
elektrodami. Signál z mikrofonu je zesílen pomocí předzesilovače s vysokým vstupním odporem, který je obvykle součástí těla mikrofonu. U některých mikrofonů může být použit vysokofrekvenční předzesilovač, rozdíl spočívá v náhradě stejnosměrného polarizačního napětí vysokofrekvenčním oscilátorem. Kondenzátorový mikrofon potřebuje poměrně vysoké polarizační napětí, což někdy bývá řešeno externím napájením. V takovém případě také zajišťuje napájení mikrofonního předzesilovače. Moderní kondenzátorové mikrofony bývají obvykle napájeny tzv. fantomovým způsobem. Potřebné polarizační napětí je pak generováno interním měničem. Tlakové mikrofony s elektrostatickým měničem vykazují plynulou kmitočtovou charakteristikou bez prudkých zlomů a náhodného zvlnění.



Obr. 19 Schéma kondenzátorového mikrofonu Brüel & Kjaer

Zvukoměr dále obsahuje zesilovače a analogové přepínání rozsahů, součásti pro zpracování signálu a zobrazení výsledků měření. Posledně jmenované součásti bývají realizovány digitálně. Mezi těmito součástmi bývá zařazen modul, který umožňuje různé druhy filtrací. Zvukoměry standardně obsahují váhové filtry A, B, C (někdy i D) a možnost oktávové nebo třetinooktávové filtrace (interně nebo připojením externího filtru). Váhové filtry A,B,C jsou inverzní ke křivkám stejné hlasitosti při hladinách 40, 80 a 120 dB. Nejčastěji se používá váhový filtr A. Váhový filtr D se používá pro letecký hluk. Další velmi důležitou součástí je převodník střídavého signálu na stejnosměrný. Ten do značné míry určuje třídu přesnosti zvukoměru (např. pro třídu 1 činí přesnost $\pm 0,3$ dB. V analogovém provedení je výstupem napětí úměrné efektivní hodnotě vstupujícího střídavého napětí – efektovací bod. Zobrazovací jednotka je dnes většinou digitální. Její vlastnosti jsou odvozeny

od ručkových měřidel, jejichž rychlost reakce na změnu signálu závisí na mechanických a elektrických vlastnostech měřidla. Tyto parametry udávají časovou konstantu. Zobrazovaná hodnota pak přibližně odpovídá průměru za čas daný časovou konstantou. Normou jsou stanoveny časové konstanty S (slow) 1s, F (fast) 200 ms a I (impuls), která je nesymetrická a pro náběh má hodnotu 35 ms a doběh 2 s. Požadavky na elektroakustické parametry hlukoměrů jsou uvedeny v normě IEC651 a jejích dodatcích.



Obr. 20 Průběhy váhových křivek

4 APLIKACE MĚŘENÍ VIBRACÍ A HLUKU NA KABINĚ LVS 5000

4.1 POPIS STROJE

Lesní vyvážecí souprava NOVOTNÝ LVS 5000 nachází uplatnění především při probírkách a nahodilých těžbách dřeva. Disponuje stabilním osmikolovým podvozkem, který spolu s pneumatikami 500/50 - 20 zaručuje vysokou stabilitu a skvělou dostupnost stroje i v těch nejnáročnějších podmínkách lesního provozu. Kabina je otočná o 180° čímž je dosaženo jedinečného výhledu do pracovního prostoru. Klimatizace spolu s jednoduchými ovládacími prvky poskytují obsluze vysoký komfort práce. Motor Cummins o výkonu 60 kW, hydraulika Sauer Danfoss, řídicí systém SCAD od firmy Adcis a hydraulická ruka CRANAB FC 45 řadí vyvážecí soupravu LVS 5000 k nejvýkonnějším ve své třídě.

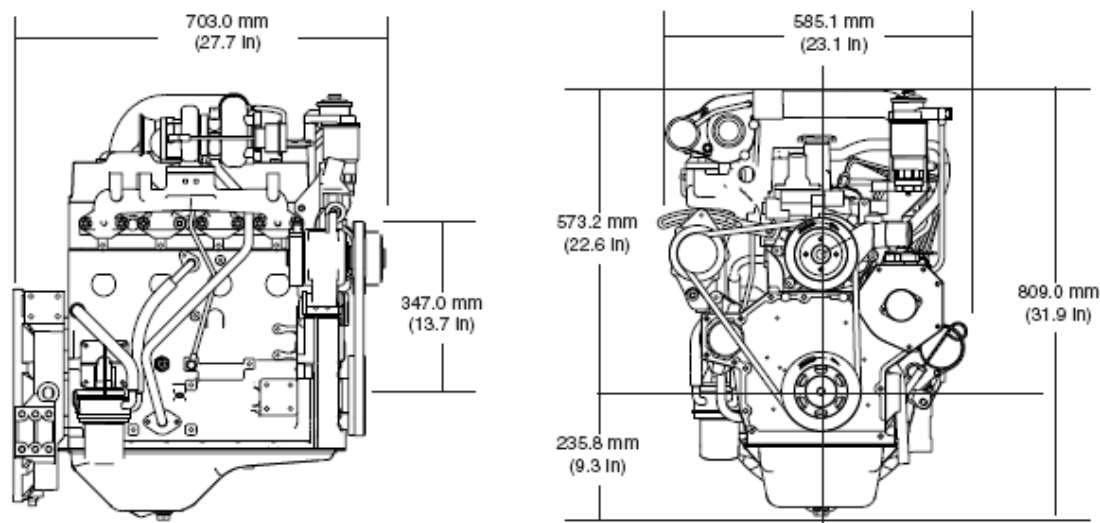


Obr. 21 Boční pohled na stroj Novotný LVS 5000 [10]

Základní údaje:

| | |
|---|--------------------|
| Rozměry stroje | |
| Šířka | 2100 mm |
| Výška | 2920 mm |
| Délka | 6700 mm |
| Délka nákladního prostoru | až 4470 mm |
| Plocha čela nákladního prostoru | 1,8 m ² |
| Podvozek | |
| Kolový s výkyvnými boggie nápravami 8 x 8 | |
| Nosnost | |
| 5000kg | |
| Otočná kabina splňující standardy ROPS, OPS, FOPS, anatomicky tvarovaná sedačka Grammer, ovládání pomocí mikroovladačů, rádio s MP3 přehrávačem, klimatizace | |
| Hydraulická ruka Cranab FC 45 Tele | |
| Dosah hydraulické ruky max./max. zatížení | 6,1 m / 570 kg |

Stroj je poháněn čtyřválcovým, vznětovým vodou chlazeným motorem Cummins B 3.3 o objemu válců 3300 cm³ s výkonem 60 kW. Motor je připevněn k pomocnému rámu který je spojen s hlavním rámem pomocí čtyř kuželových silentbloků Contitech 210089.



Obr.22 Rozměry motoru Cummins B 3.3 [9]

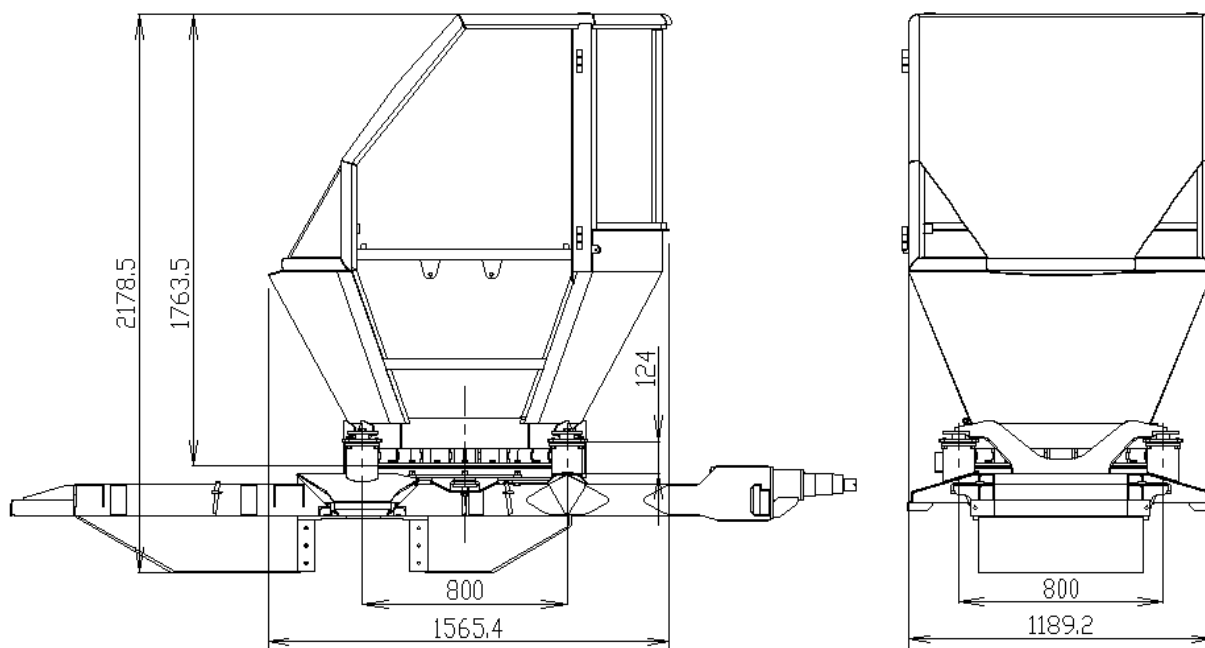
Motor pracuje v rozsahu 850 – 2450 ot./min, což představuje buzení v rozsahu 14 - 41 Hz.

- | | |
|--|-------------------------|
| • Volnoběžné otáčky | 850 ot./min – 14,17 Hz |
| • Pracovní otáčky (pro hydraulický systém) | 1400 ot./min – 23,33 Hz |
| • Maximální otáčky | 2450 ot./min – 40,83 Hz |

Kabina je koncipována jako svařenec a z větší části je tvořena profily z materiálu 11 523, 11 483, 11 375 a 11 343. Otáčení kabiny je zajištěno hydraulicky za pomoci ozubeného věnce a pastorku. Kabina je podobně jako motor uchycena k pomocnému rámu který je spojen s hlavním rámem pomocí čtyř kuželových silentbloků Contitech 212706.



Obr. 23 pomocný rám kabiny



Obr. 24 Uchycení kabiny k rámu [10]

4.2 MĚŘENÍ VIBRACÍ

K měření a vyhodnocení vibrací byly použity přístroje a software firem Adash a SKF, konkrétně:

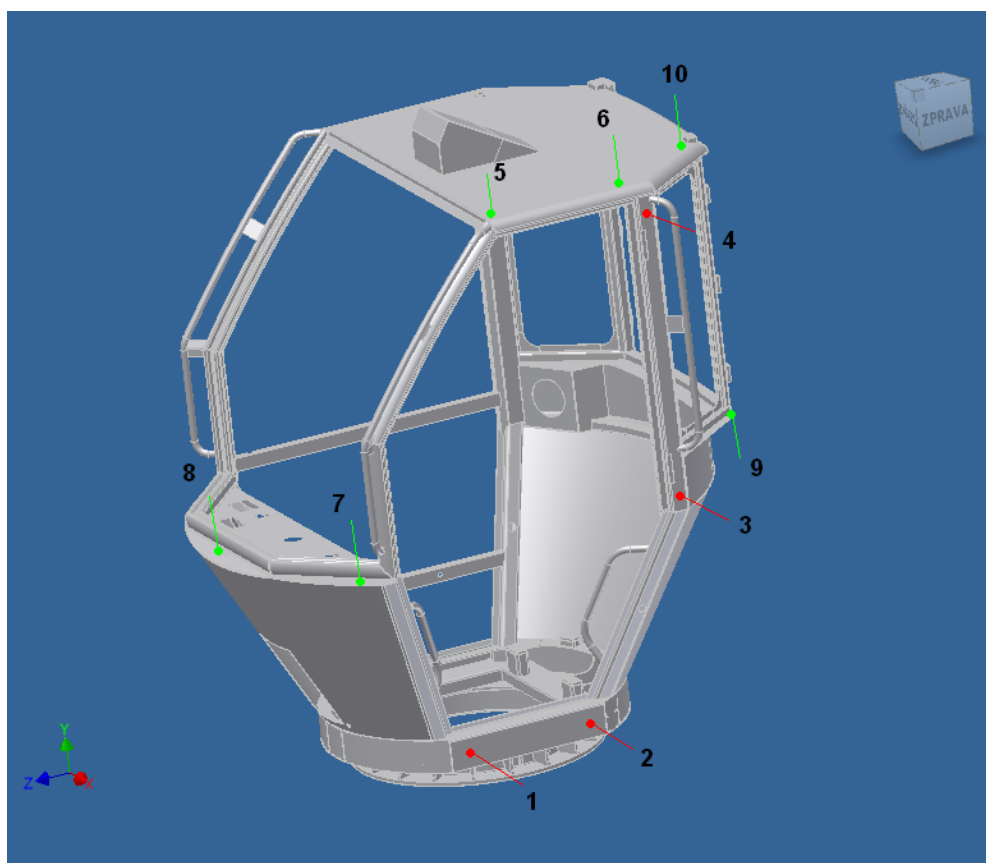
- Analyzátor Adash AV 4400 AV4 + akcelerometr dodávaný s přístrojem
- Vibropen SKF CMVP 10 (měří pouze RMS)
- Software Adash DDS 2007.



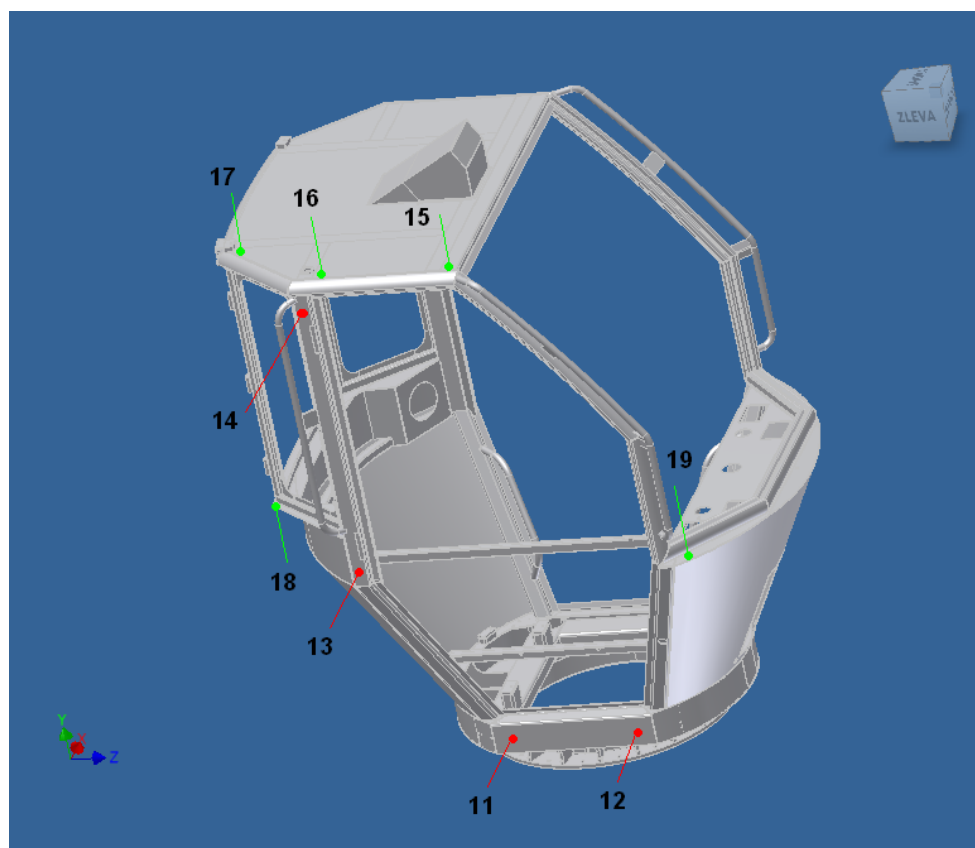
Obr. 25 Vibropen SKF CMVP 10

| A4400 - VA4 - technická specifikace: | | | |
|--------------------------------------|---|------------------|--|
| Vstupní kanály: | <ul style="list-style-type: none">• 4 AC s možností ICP® napájení• 4 DC pro procesní veličiny• 1 TACHO pro externí spouštění | Zpracování dat: | <ul style="list-style-type: none">• FFT analýza v reálném čase• ENVELOPE - obálková analýza• ACMT - analýza stavu pomaloběžných ložisek• řádová analýza• měření v uživatelských pásmech• měření otáček• měření procesních DC veličin |
| Vstupní rozsahy: | <ul style="list-style-type: none">• AC +/- 12 V peak-peak• DC +/- 24 V | Spouštění: | <ul style="list-style-type: none">• manuálně• externě - tachosonda, TTL úrovně• překročením zvolené amplitudy signálu• časovým intervalem• změnou otáček |
| AD převodník: | <ul style="list-style-type: none">• 24 bit, 64 bit zpracování signálunení potřeba AutoGain! | Displej: | <ul style="list-style-type: none">• barevný 800 x 600, LCD |
| Odstup Signál/Šum: | <ul style="list-style-type: none">• 110 dB | Rozhraní: | <ul style="list-style-type: none">• USB, Ethernet |
| Vzorkovací frekvence: | <ul style="list-style-type: none">• max. 196 kHz pro 1 kanál• max. 64 kHz současně pro 4 kanály• min. 64 Hz | Teplotní rozsah: | <ul style="list-style-type: none">• -10°C až +50°C |
| Synchronizace: | <ul style="list-style-type: none">• plně synchronní měření na 4 kanálech | Napájení: | <ul style="list-style-type: none">• akumulátor pro 6 hodin, AC 230 V |
| Rozsah FFT: | <ul style="list-style-type: none">• min. 100 čar• max. 25 600 čar | Rozměry: | <ul style="list-style-type: none">• 230 x 140 x 60 mm |
| Režimy měření: | <ul style="list-style-type: none">• Datakolektor - pochůzková měření• Analyzátor - analytická měření• Balancer - provozní vyvažování strojů• RunUp - měření rozběhů a doběhů• Recorder - záznam signálů | Krytí: | <ul style="list-style-type: none">• IP 65 |
| Procesor: | <ul style="list-style-type: none">• Intel Atom 1,6 GHz | Váha: | <ul style="list-style-type: none">• cca 2000 g |
| Paměť pro data: | <ul style="list-style-type: none">• až 120 GB | | |

Vzhledem k tomu, že kabina je uložena na čtyřech silentblocích bylo vlastní měření rozděleno do dvou částí – měření soustavy bodů na celé kabině při volnoběžných otáčkách (850 ot/min ~ 14 Hz) a měření rozběhů na rámu a kabině. Nejprve byla pomocí Vibropenu vytipována síť bodů pro přesnější měření přístrojem AV 4400 s jednosměrným akcelerometrem (magnetické uchycení). Všechny měřicí body byly nejprve očištěny. Poté byly změřeny vibrace na vybraných bodech. Body a směry měření jsou patrné z obrázků na následující straně.

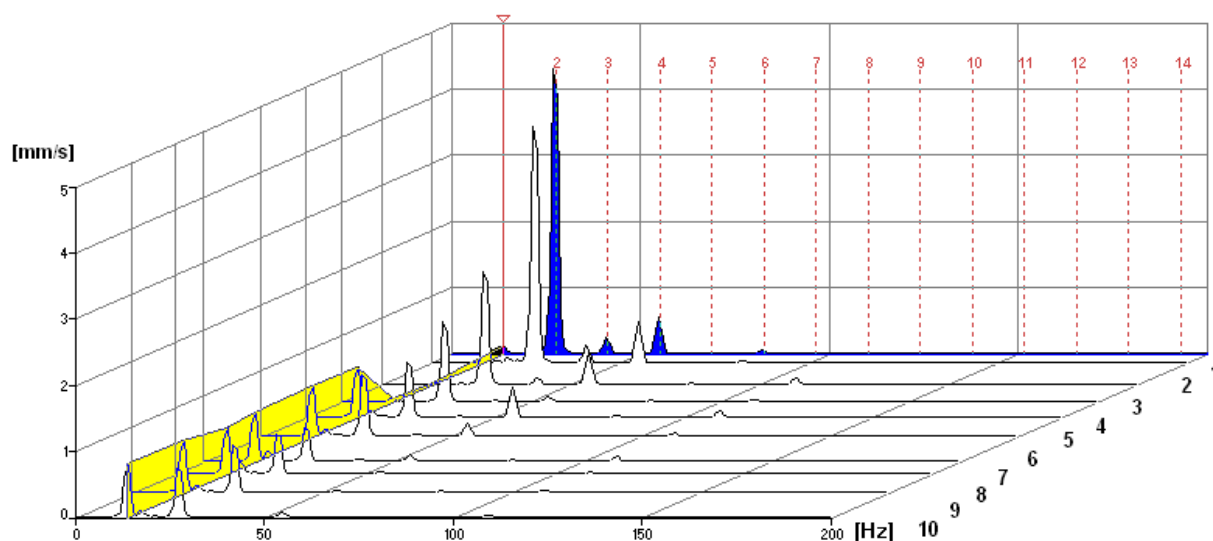


Obr. 26 Rozmístění měřicích bodů na levé straně kabiny



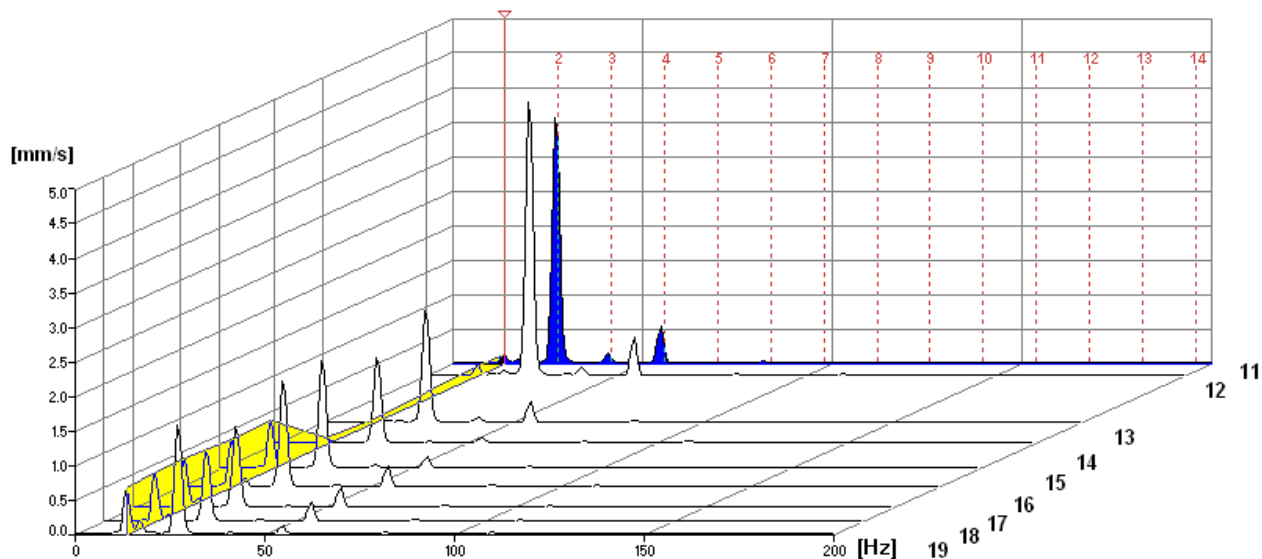
Obr. 27 Rozmístění měřicích bodů na pravé straně kabiny

Výsledky měření zpracované v programu Adash DDS 2007:



Obr. 28 Levá strana - spektrum bodů 1-10

Ze spektra je patrné že vibrace se nejvíce přenáší v ose x; tedy horizontálně kolmo ke kabině a motoru (viz body 1-4). Největších amplitud dosahuje základna kabiny – je nejbližší zdroji vibrací. Zajímavá je okolnost že v tomto směru výrazně dominují násobky otáčkové frekvence (14 Hz); především dvojnásobek otáčkové frekvence 28 Hz a čtyřnásobek 56 Hz. Protože je motor i kabina uchycena silentbloky je tento jev pravděpodobně způsoben setrvačnými silami. V ose y (vertikálním směru) jsou amplitudy vcelku ustálené a násobky otáčkové frekvence výrazně nepřevyšují základní otáčkovou frekvenci.

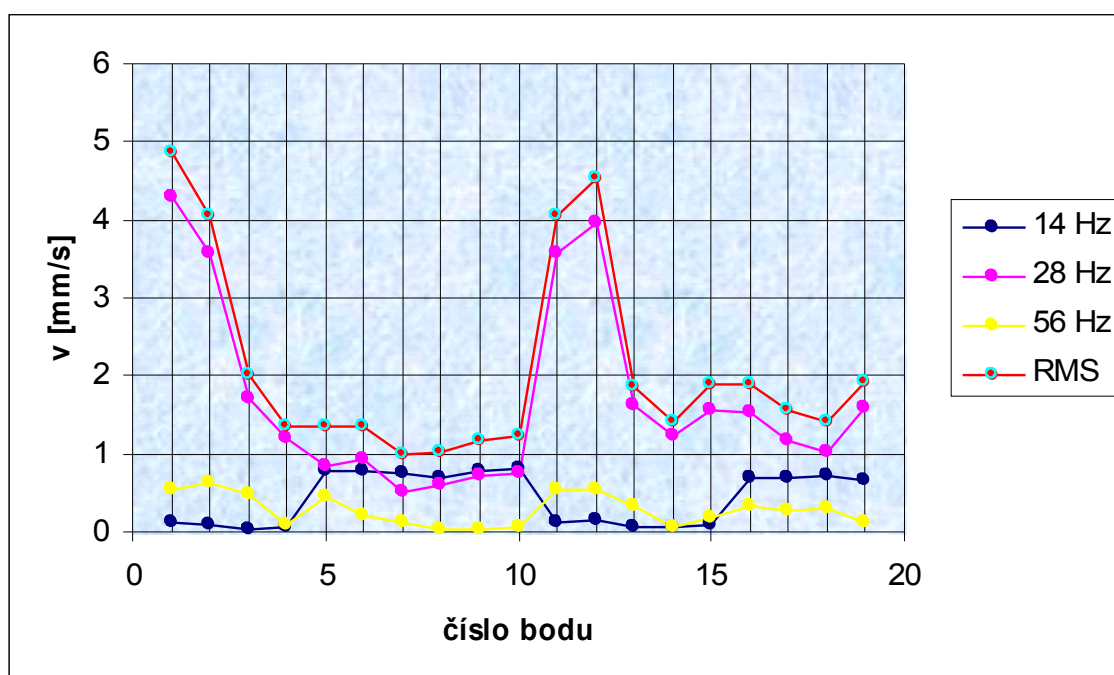


Obr. 29 Pravá strana - spektrum bodů 11-19

Pro spektrum bodů pravé strany platí totéž co pro levou s tím rozdílem, že amplitudy dvojnásobku otáčkové frekvence výrazně převyšují amplitudy základní frekvence. K tomuto jevu připívá několik faktorů - nesouměrnost konstrukce kabiny, uložení motoru mimo osu rámu na pravou stranu. Z následujících údajů je možné si udělat lepší představu o vibracích kabiny jako celku.

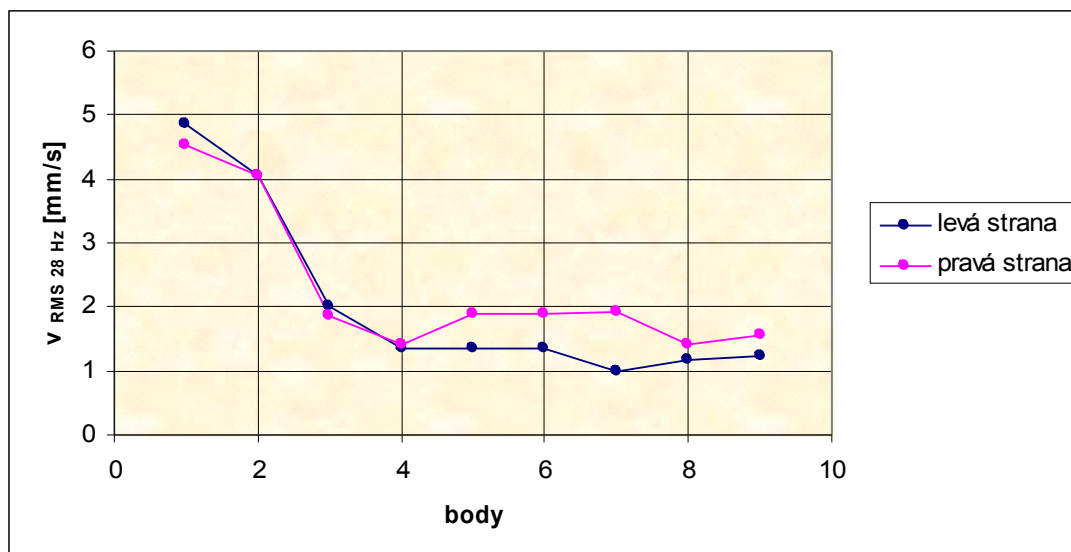
| BOD | směr | v RMS 0-1600 Hz [mm/s] | v RMS 14 Hz [mm/s] | v RMS 28 Hz [mm/s] | v RMS 56 Hz [mm/s] |
|-----|------|------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| 1 | ✗ | 4,8603 | 0,1095 | 4,303 | 0,5501 |
| 2 | ✗ | 4,0578 | 0,0988 | 3,5668 | 0,6174 |
| 3 | ✗ | 2,0176 | 0,0319 | 1,7176 | 0,4933 |
| 4 | ✗ | 1,3622 | 0,0689 | 1,2043 | 0,0829 |
| 5 | ✓ | 1,348 | 0,7668 | 0,8272 | 0,4598 |
| 6 | ✓ | 1,3505 | 0,7751 | 0,9308 | 0,2077 |
| 7 | ✓ | 0,9794 | 0,7431 | 0,5048 | 0,1109 |
| 8 | ✓ | 1,0116 | 0,6861 | 0,5987 | 0,0427 |
| 9 | ✓ | 1,1676 | 0,7945 | 0,7106 | 0,0394 |
| 10 | ✓ | 1,2159 | 0,8118 | 0,7476 | 0,0745 |
| 11 | ✗ | 4,0432 | 0,1288 | 3,5638 | 0,5312 |
| 12 | ✗ | 4,5181 | 0,1511 | 3,9654 | 0,5537 |
| 13 | ✗ | 1,855 | 0,0562 | 1,6288 | 0,3177 |
| 14 | ✗ | 1,4058 | 0,0562 | 1,2427 | 0,0718 |
| 15 | ✓ | 1,8941 | 0,0799 | 1,5482 | 0,1756 |
| 16 | ✓ | 1,8914 | 0,6826 | 1,529 | 0,3171 |
| 17 | ✓ | 1,553 | 0,6853 | 1,168 | 0,2791 |
| 18 | ✓ | 1,4121 | 0,7091 | 1,0248 | 0,2855 |
| 19 | ✓ | 1,9243 | 0,6599 | 1,579 | 0,1235 |

Tab. 2 Naměřené hodnoty jednotlivých bodů



Obr. 30 Porovnání amplitud jednotlivých bodů

Porovnáním vibrací stejných bodů na levé a pravé straně lze dojít k závěru, že pravá strana vykazuje vyšší vibrace proti straně levé, což je způsobeno jeho bližším umístěním motoru mimo osu .

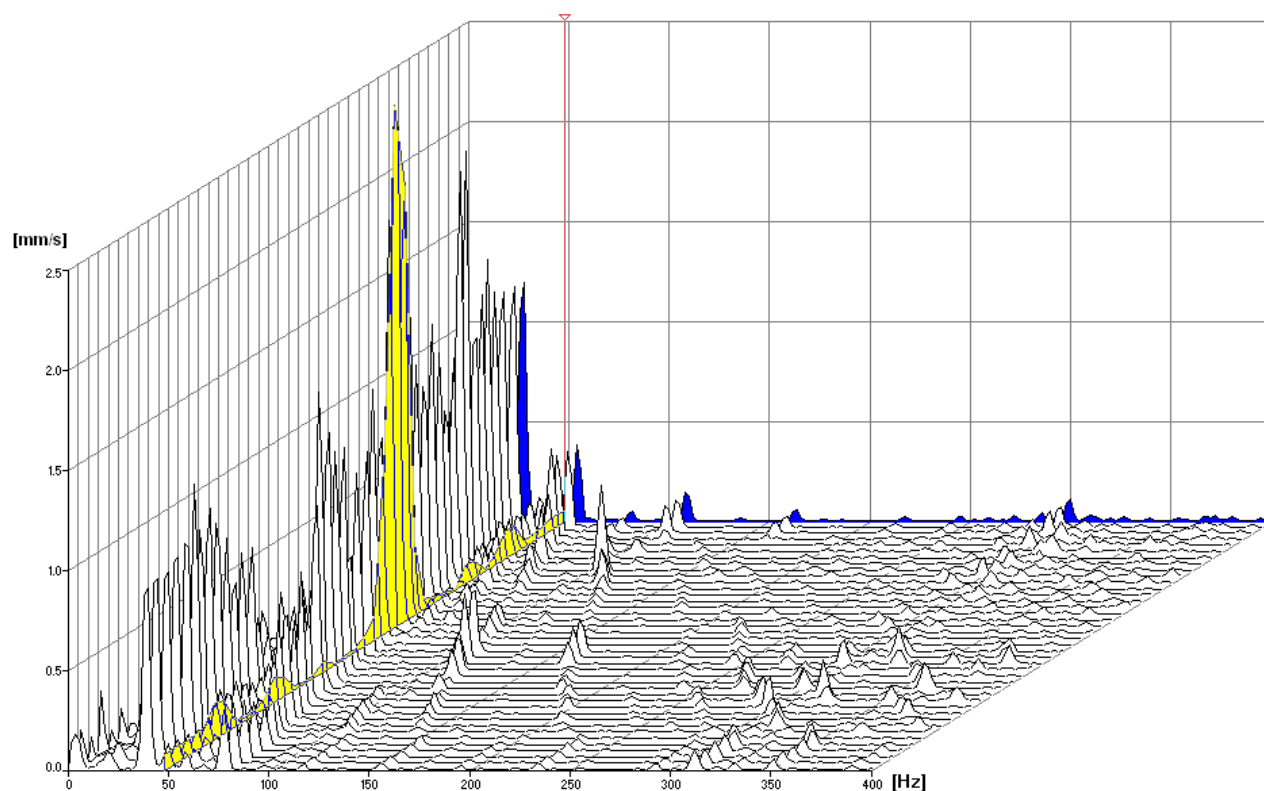


Obr. 31 Porovnání RMS (efektivních hodnot) levé a pravé strany

Dalším krokem bylo měření vibrací při rozběhu na kabině a rámu. Pro tento účel byly vybrány body na dvou předních úchytech kabiny. Na obr. 32 jsou vyznačena místa a směr měření na levé straně, která jsou shodná i pro pravou stranu. Rozsah otáček motoru činí 850 – 2450 ot./min, což odpovídá frekvenčnímu rozsahu 14 – 41 Hz.

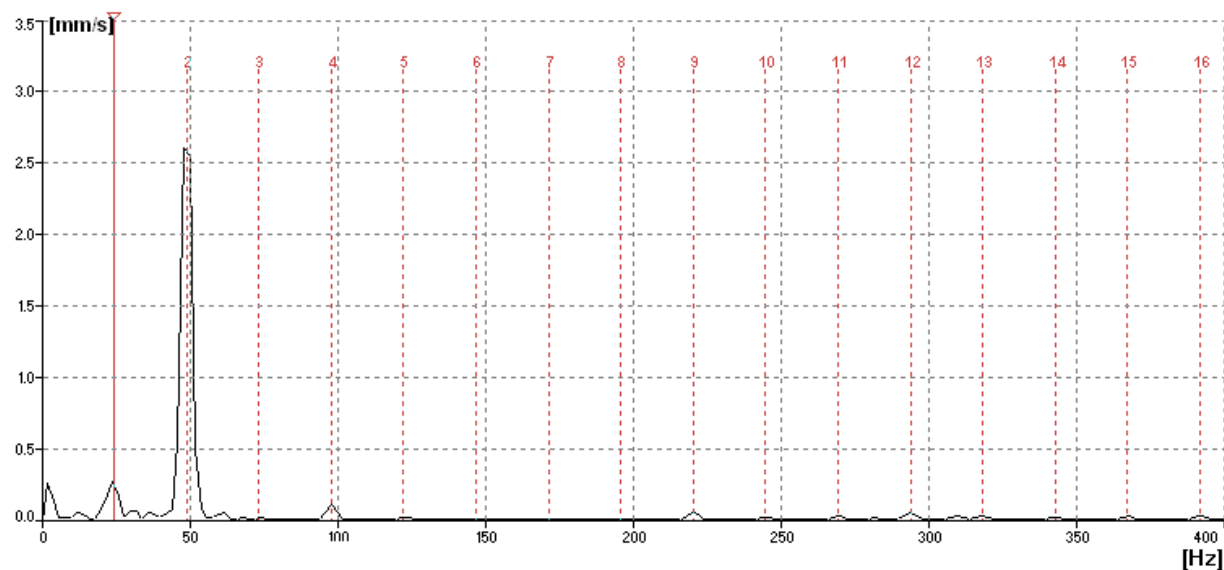


Obr. 32 Měřící body při rozběhu (místo i směr platí pro levou i pravou stranu)

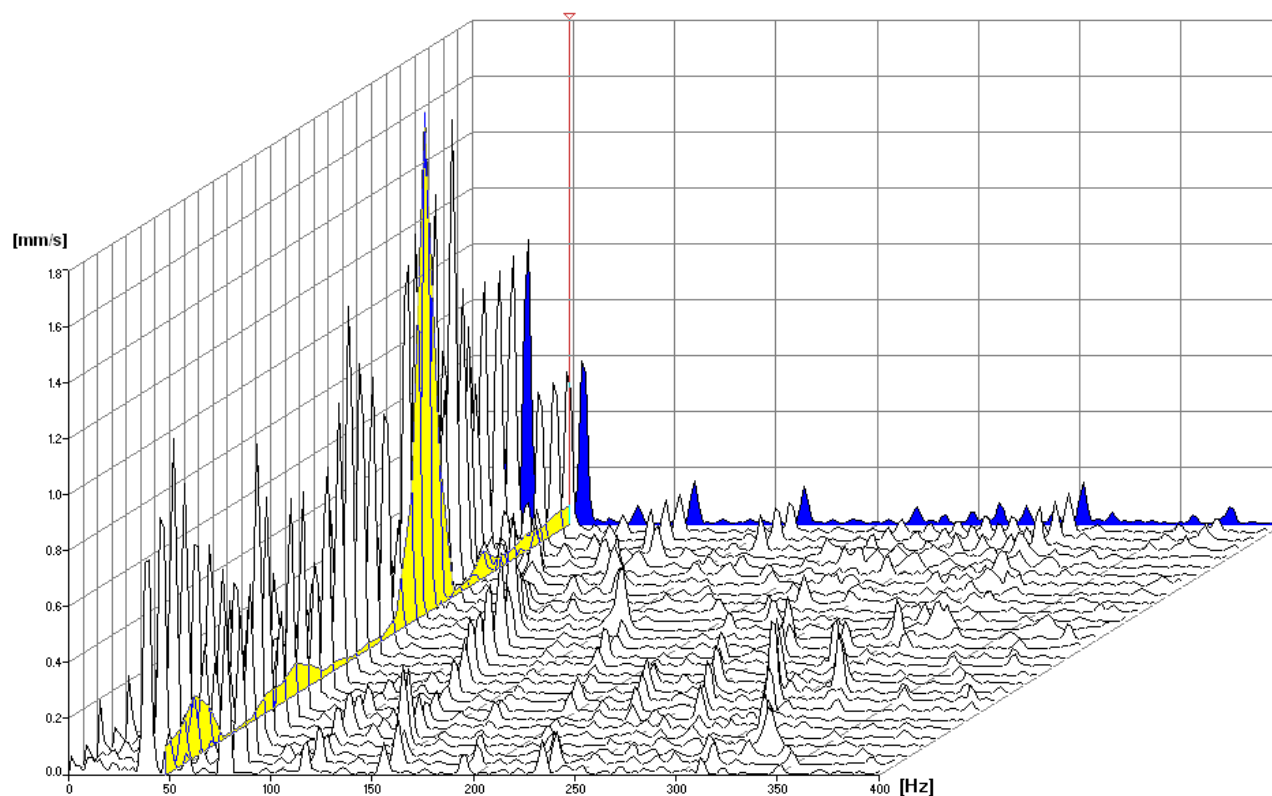


Obr. 33 Spektrum rozběhu na levé straně rámu – zvýrazněné amplitudy při 48 Hz

Ze spektra je patrné že nejvyšších amplitud je dosaženo při 48 Hz - dvojnásobku otáčkové frekvence 24 Hz. Tato frekvence představuje 1440 ot./min což přibližně odpovídá pracovním otáčkám motoru 1400 ot./min, při kterých stroj pracuje s hydraulickou rukou.

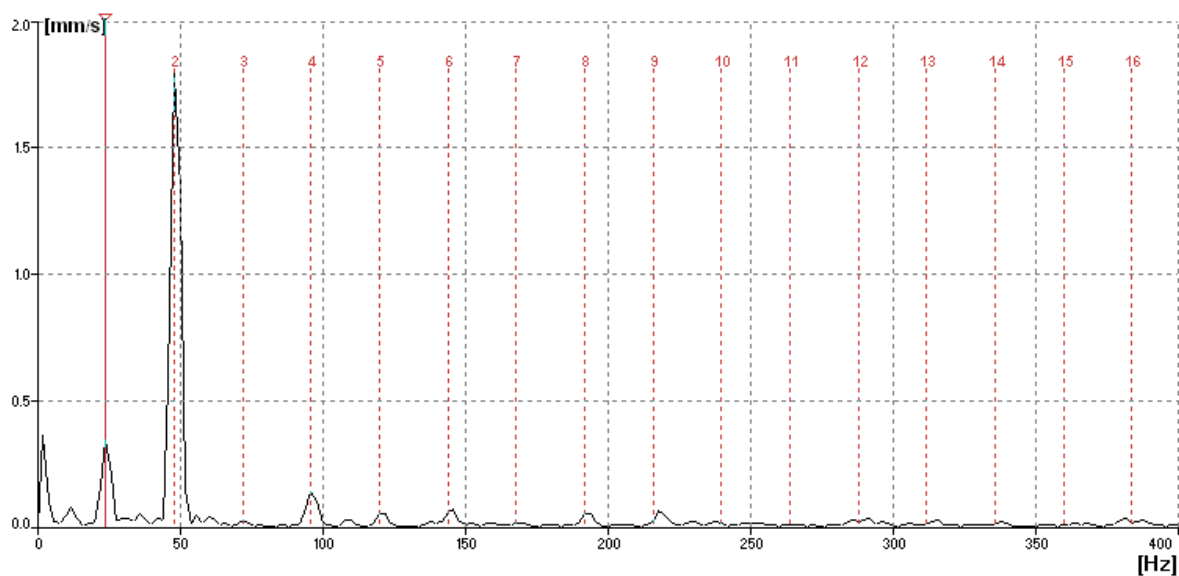


Obr. 34 Nejvyšší amplituda levé strany rámu při 48Hz



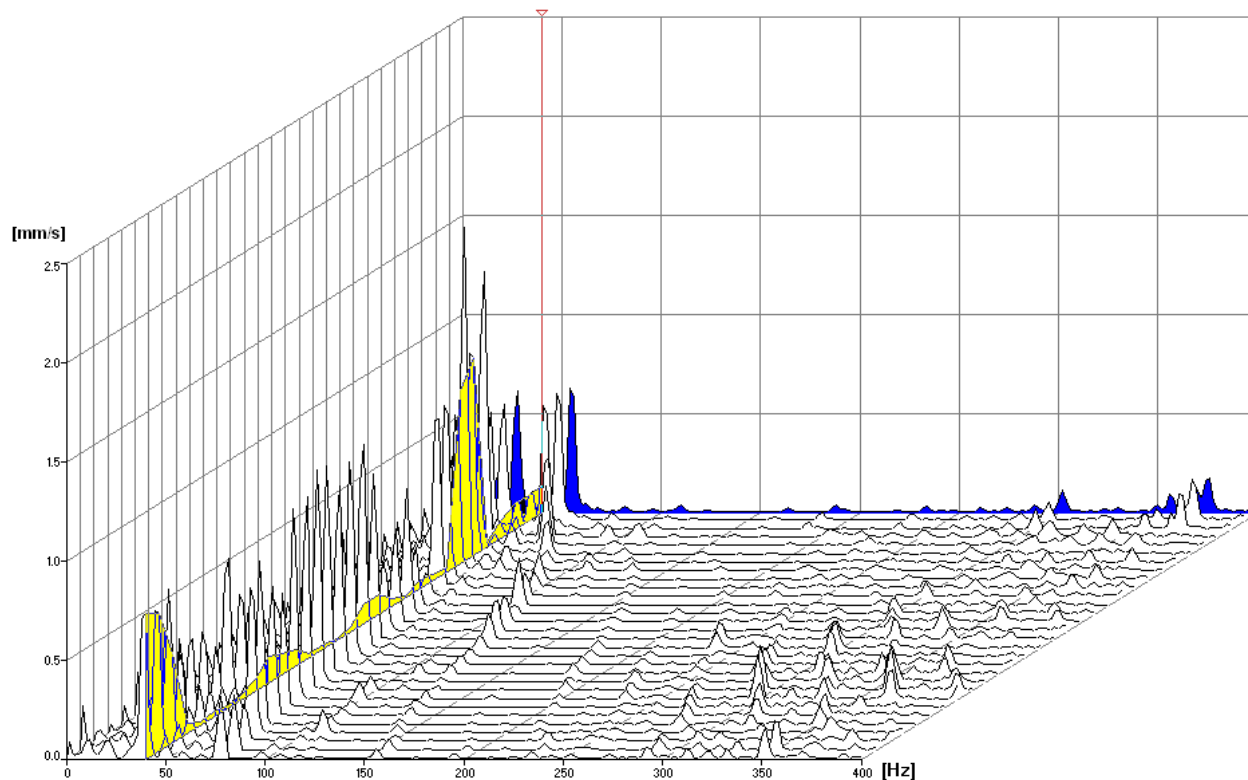
Obr. 35 Spektrum rozběhu na levé straně kabiny - zvýrazněné amplitudy při 48 Hz

Nejvyšších amplitud je opět dosaženo při 48 Hz - dvojnásobku otáčkové frekvence 24 Hz. Podle velikosti amplitudy lze předpokládat že se jedná o rezonanční frekvenci. Vzhledem k tomu, že tato frekvence respektive otáčky motoru tvoří největší část pracovního cyklu, může tato okolnost představovat vážný problém.

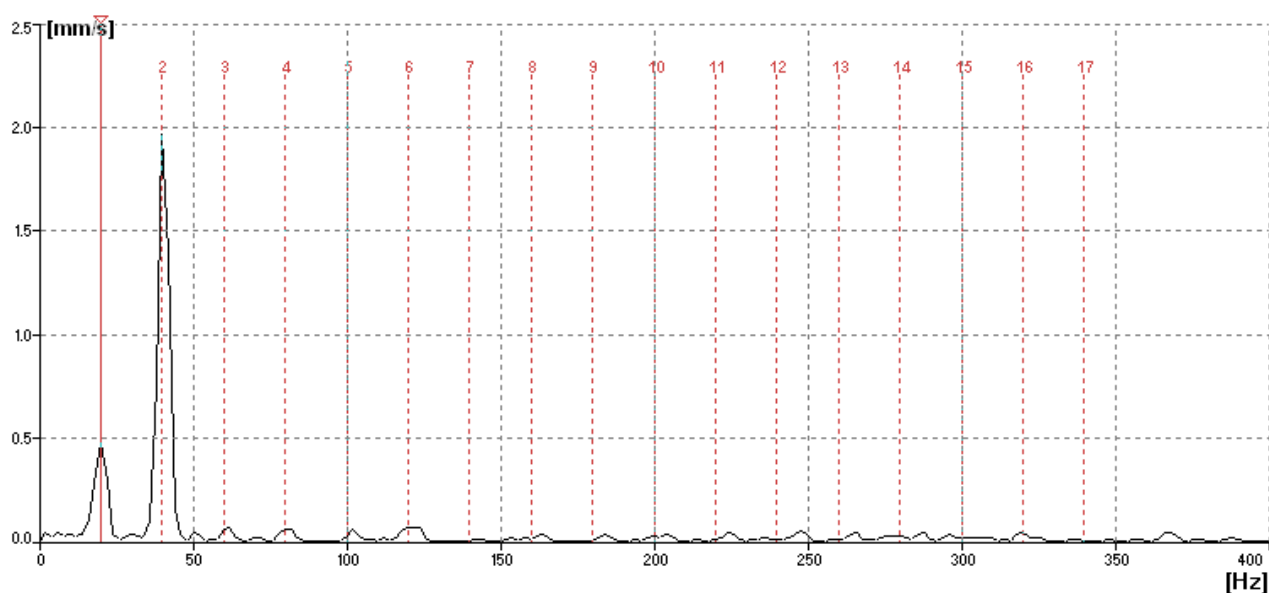


Obr. 36 Nejvyšší amplituda levé strany kabiny při 48Hz

Po porovnání obou spekter lze říci, že průběhy se nijak výrazně neliší a nejvyšší amplituda u kabiny klesla oproti rámu z $2,5494 \text{ mm/s}^2$ na $1,7949 \text{ mm/s}^2$ což představuje útlum přibližně 30 %. U ostatních frekvencí je útlum podstatně nižší. Pro přesné stanovení útlumu by bylo třeba tříosého snímače. Přesto tyto hodnoty poukazují na nízké tlumení stávajících silentbloků.

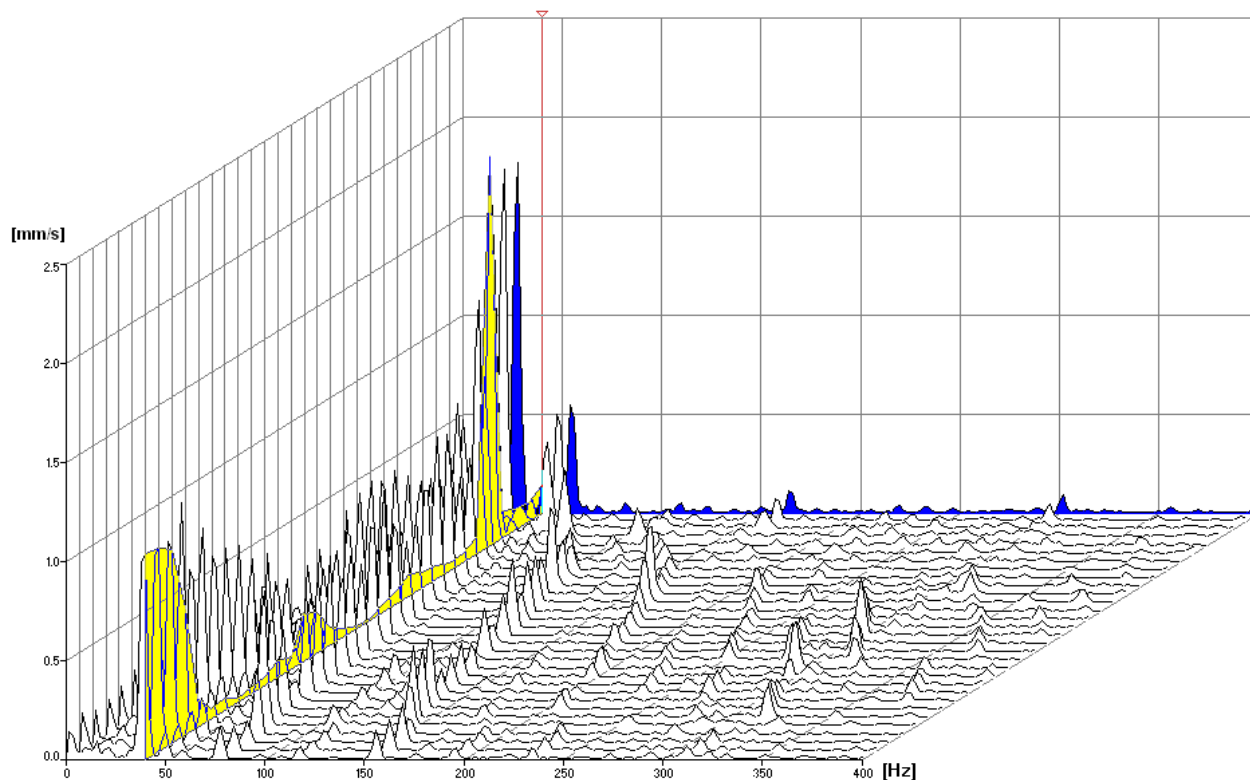


Obr.37 Spektrum rozběhu pravé strany rámu - zvýrazněné amplitudy při 42 Hz

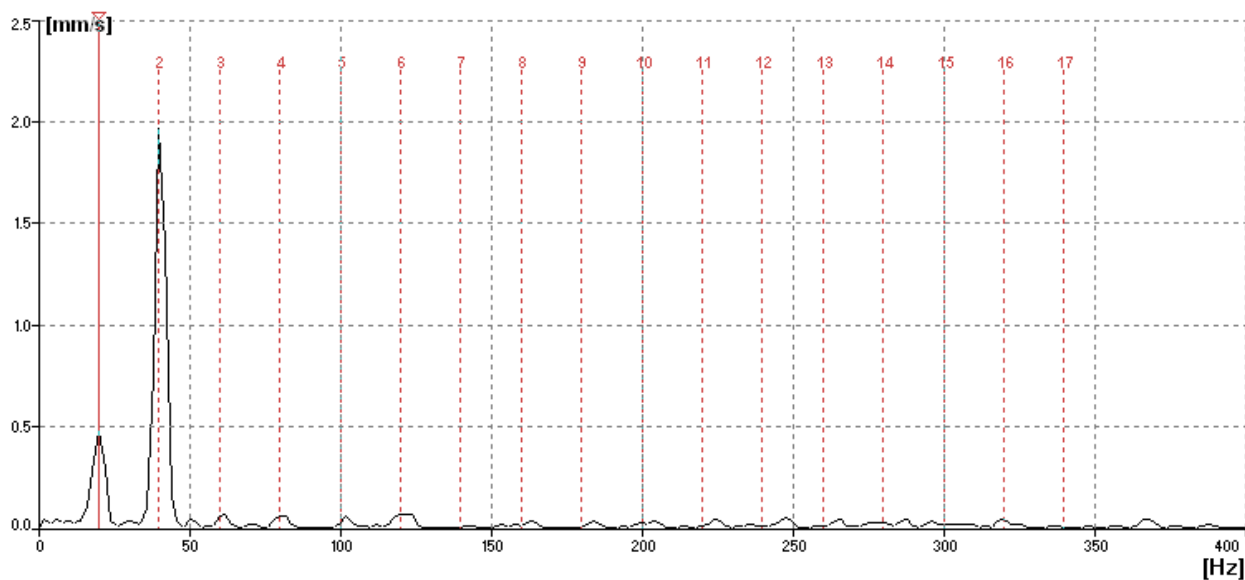


Obr. 38 Nejvyšší amplituda pravé strany rámu při 42Hz

Ze spektra je patrné že nejvyšších amplitud je dosaženo při 42 Hz - dvojnásobku otáčkové frekvence 21 Hz. Tato frekvence odpovídá otáčkám motoru 1260 ot./min.



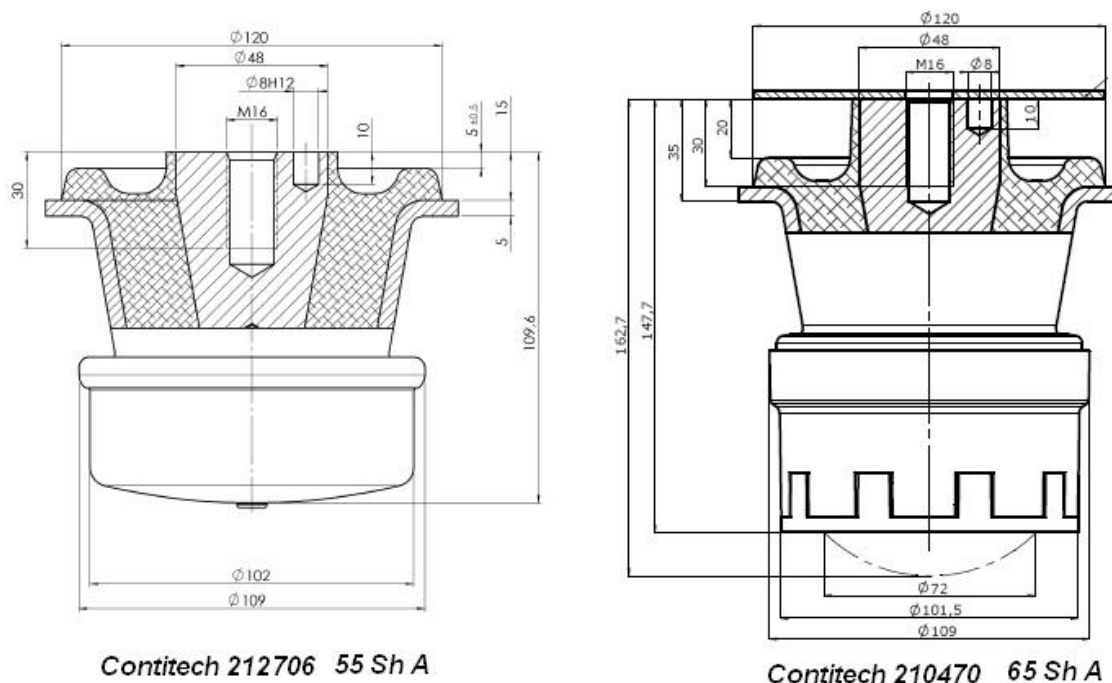
Obr.39 Spektrum rozběhu pravé strany kabiny - zvýrazněné amplitudy při 42 Hz



Obr. 40 Nejvyšší amplituda pravé strany kabiny při 42Hz

Po porovnání spekter pravé strany rámu a kabiny lze říci, že průběhy se nijak výrazně neliší ale nejvyšší amplituda u kabiny dokonce stoupla oproti rámu z $1,4125 \text{ mm/s}^2$ na $1,6937 \text{ mm/s}^2$. U ostatních frekvencí je útlum téměř nulový.

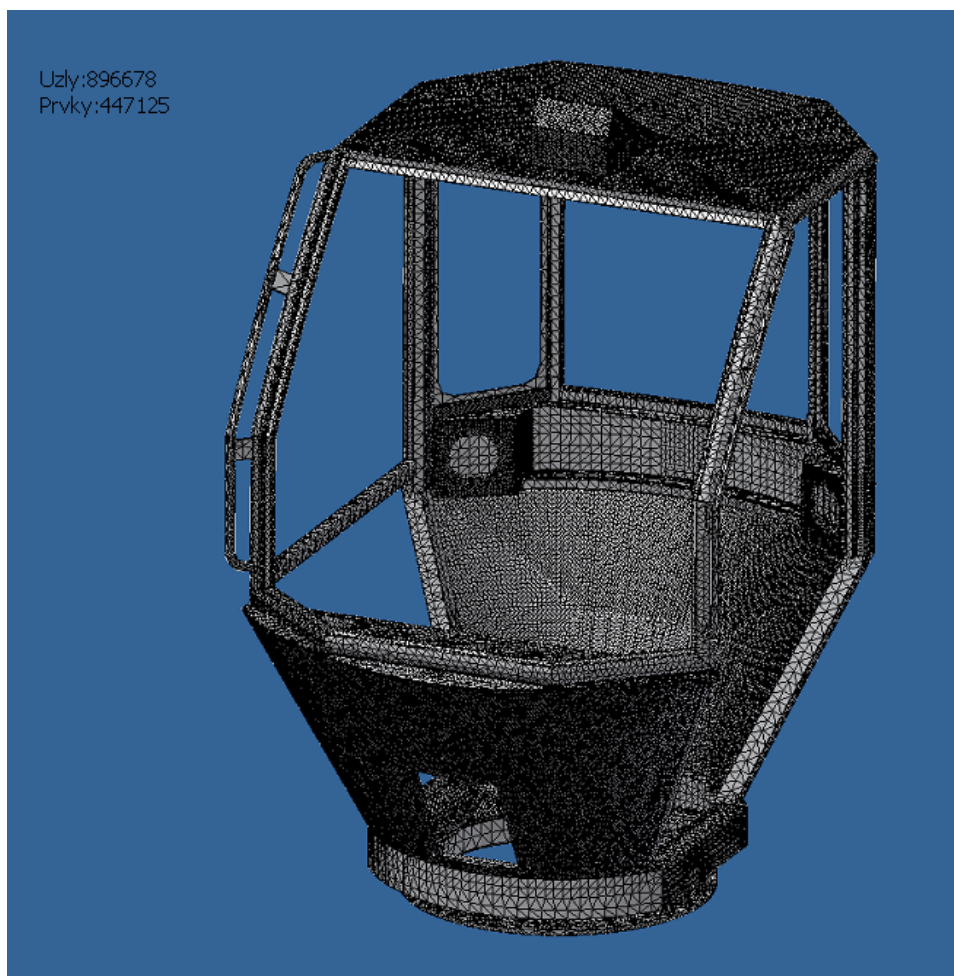
Po zhodnocení všech předchozích údajů lze dojít k závěru že v rozsahu 21 - 24 Hz se pravděpodobně pohybuje rezonanční frekvence kabiny jako celku. Nejvyšší amplitudy se sice vyskytují při frekvenci 48 Hz na pravé straně kabiny a 42 Hz na straně levé ale toto může být způsobeno setrvačnými silami. Druhou variantou je možnost rezonance v rozsahu 42 – 48 Hz. Pro přesnější vyhodnocení by bylo třeba provést měření za použití tříosého snímače, který však nebyl k dispozici. Náhradou bylo k tomuto účelu využito modální analýzy - viz kapitola 4.3. Jako nejjednodušší a nejlevnější řešení snížení vibrací navrhuji nahradit stávající silentbloky Contitech 212706 s pryží o tvrdosti 55 Sh A za Contitech 210470 s pryží o tvrdosti 65 Sh A. Připojovací rozměry jsou téměř totožné, rozdíl je v délce typ 210470 je kratší o 15 mm, což lze vyřešit použitím distanční podložky. Dále navrhuji zkušebně nahradit 4 silentbloky uložení motoru Contitech 210089 (stejně tvrdosti jako u kabiny - 55 Sh A) za provedení s tvrdší pryží – 65 Sh A.



Obr. 41 Srovnání silentbloků [11]

4.3 MODÁLNÍ ANALÝZA KABINY

Modální analýza byla zpracována v programu Inventor 2010. Pro modální výpočet byl použit upravený a odlehčený model kabiny. Původní varianta obsahovala téměř kompletní sestavu kabiny avšak kvůli značným hardwarovým nárokům byla postupně zjednodušována. Pro výpočet byl zvolen rozsah 0 – 82 Hz. Výpočtový model vychází z původního tělesa které je pro výpočet rozděleno na síť jednotlivých dílků v počtu řádově deseti tisíc (podle velikosti modelu). Proto je důležité vhodně nastavit velikost síťování. Po odzkoušení různých variant bylo vybráno nejvhodnější nastavení sítě. Dále je potřeba přiřadit součástem materiál. Vzhledem k nehomogenitě kabiny (kombinace materiálů 11 523, 11 483, 11 375 a 11 343) a omezenému výběru z knihovny materiálů byla zvolena ocel blízkící se mechanickými vlastnostmi oceli 11 500.



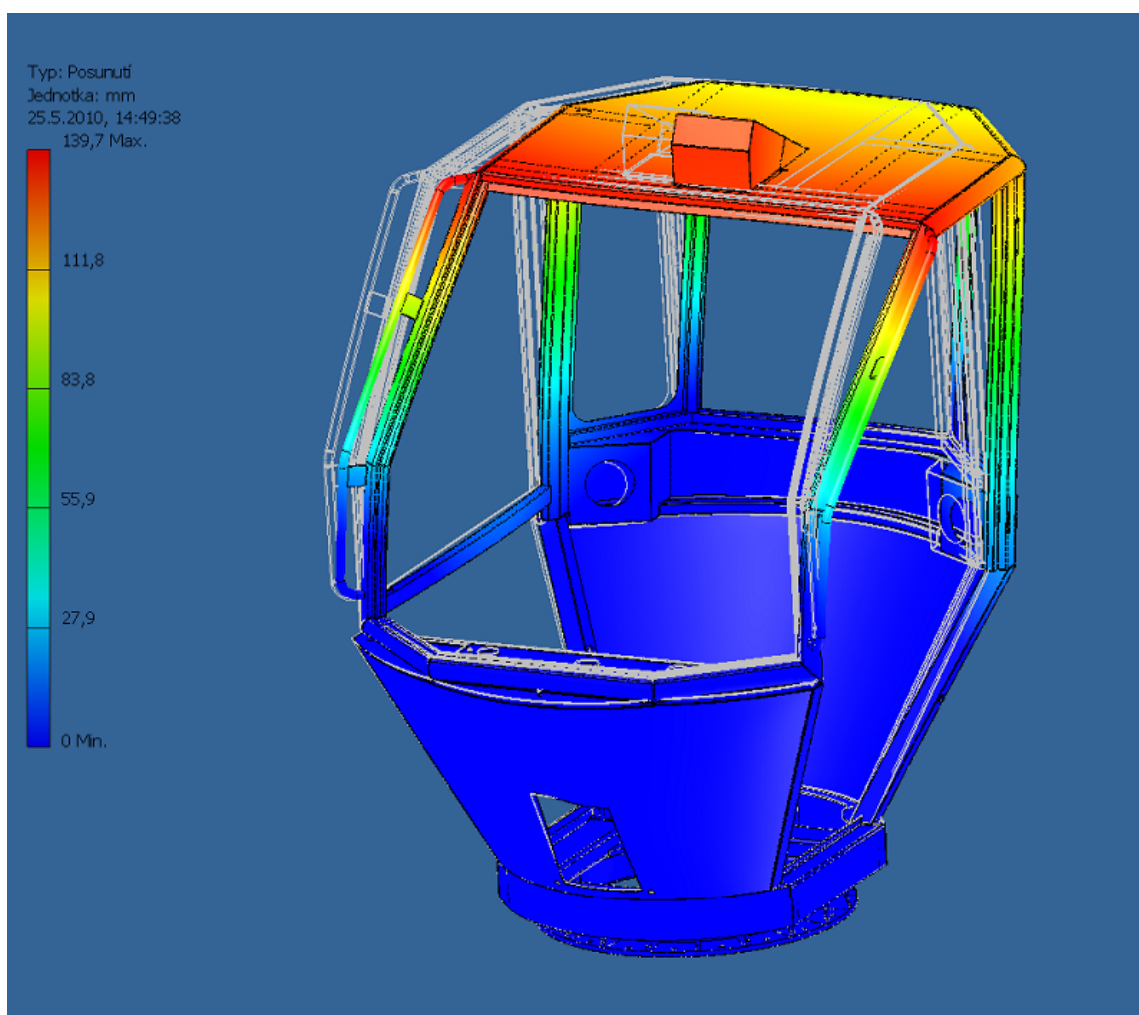
Obr.42 Konečné nastavení sítě

Po dokončení výpočtu byly zjištěny 4 módy. U všech se vyskytuje stejně velká výchylka což je dáno způsobem výpočtu. Vysoká hodnota výchylky vyplývá opět z teoretického výpočtu kdy se předpokládá buzení po neomezeně dlouho dobu a tudíž není příliš objektivní. Nejpodstatnější informací jsou tvary kmitů.

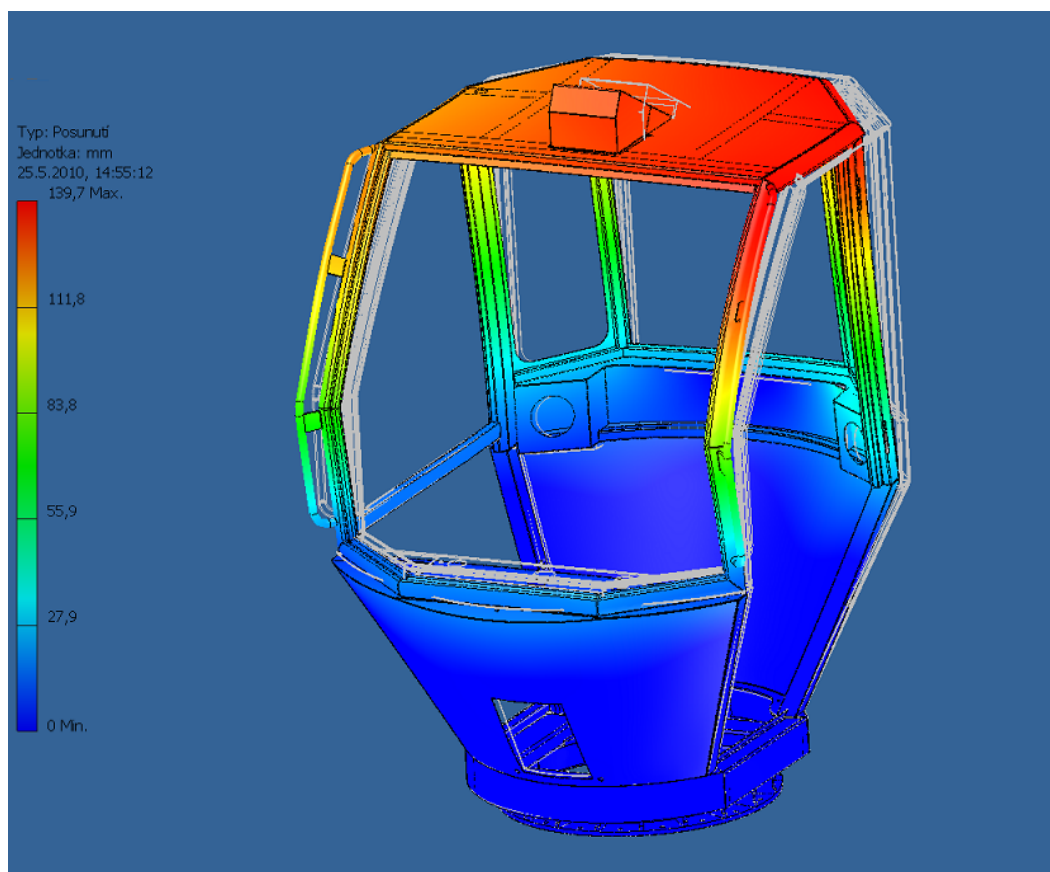
Vypočtené modální frekvence:

- 22,39 Hz
- 27,86 Hz
- 54,35 Hz
- 70,71 Hz

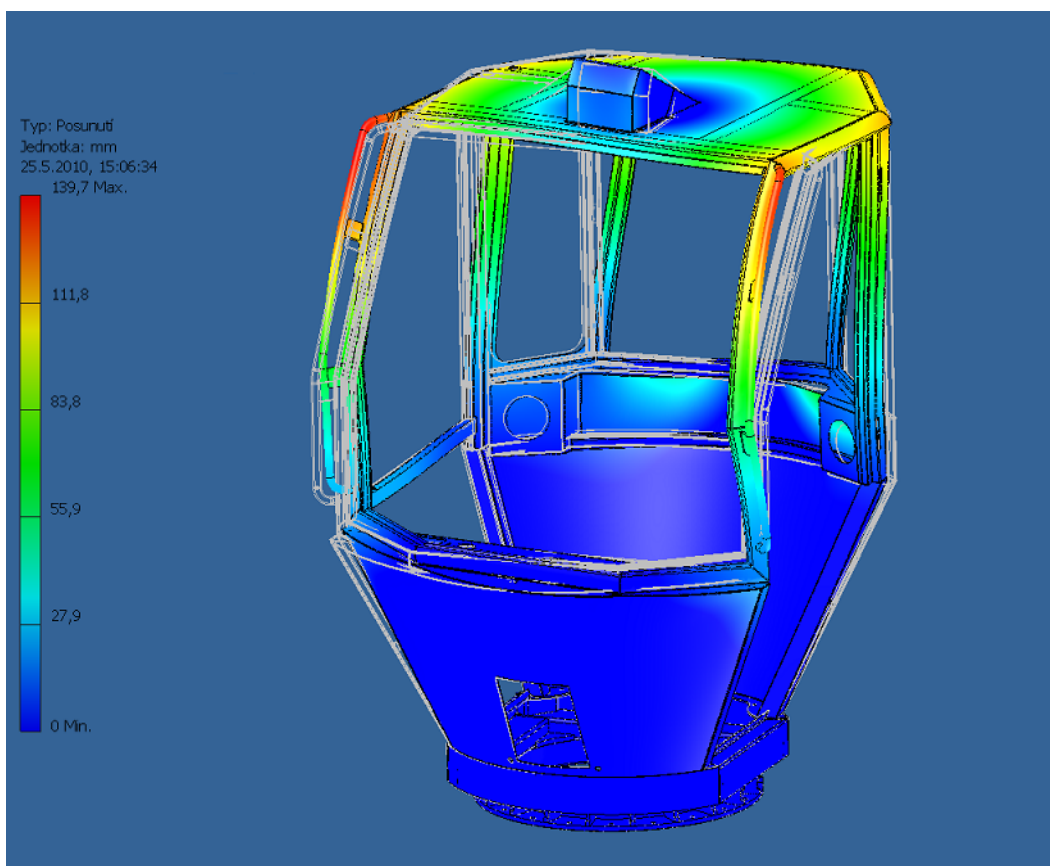
První vypočtený mód potvrzuje podezření na rezonanci v oblasti 21 - 24 Hz vyplývající z měření rozběhu na kabině. Z obrázku je patrné že konstrukce se při této poměrně nízké frekvenci pohybuje pouze do stran.



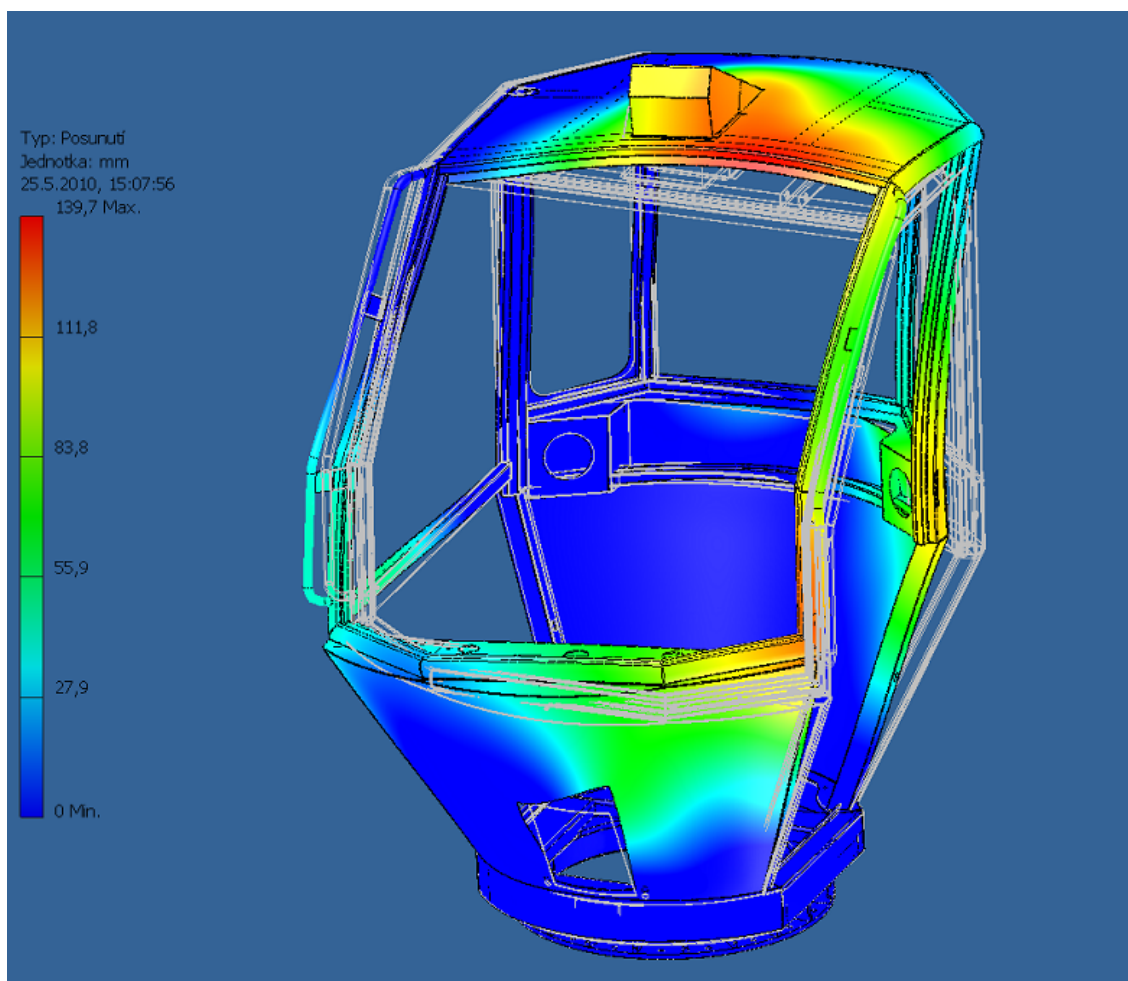
Obr. 43 1. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 22,39 Hz



Obr. 44 2. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 27,86 Hz



Obr. 45 3. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 54,35 Hz

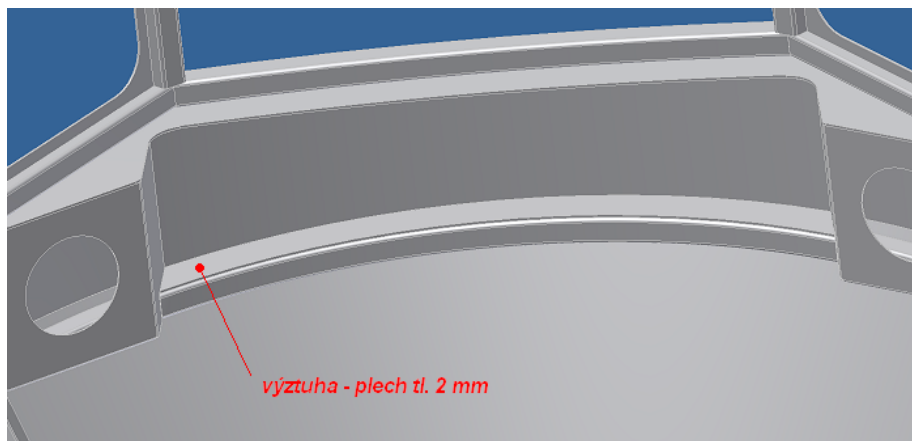


Obr. 46 4. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 70,71 Hz

U posledních tří módů se již projevují krutové deformace. Obecně lze říci že se stoupající frekvencí se zvětšují i deformace způsobené rezonancí. Z animací je také patrné že nejtěžší částí je spodní díl kabiny. Mimo tuhé základny na tom mají podíl také kuželové profily které značně přispívají k tlumení vibrací; především při nižších frekvencích. Nejslabší část konstrukce představují nosné profily spojující střechu se spodním dílem kabiny. Ze zobrazených výsledků je také jasně vidět, že pravá strana díky dvěma výztuhám vykazuje nižší krutové deformace proti straně levé; což se projevuje především při vyšších frekvencích kdy k nim dochází. Modální analýzou byly (s určitou odchylkou) potvrzeny rezonance na 21-24, 28 a 56 Hz.

V dalším kroku byly postupně přidávány výztuhy a zesílen materiál stávajících nosných prvků. Optimalizace konstrukce byla prováděna s ohledem na co nejmenší narušení stávající koncepce kabiny. Kvůli množství obrázků jsou u úprav - kromě konečné podoby - uvedeny pouze první 2 módy.

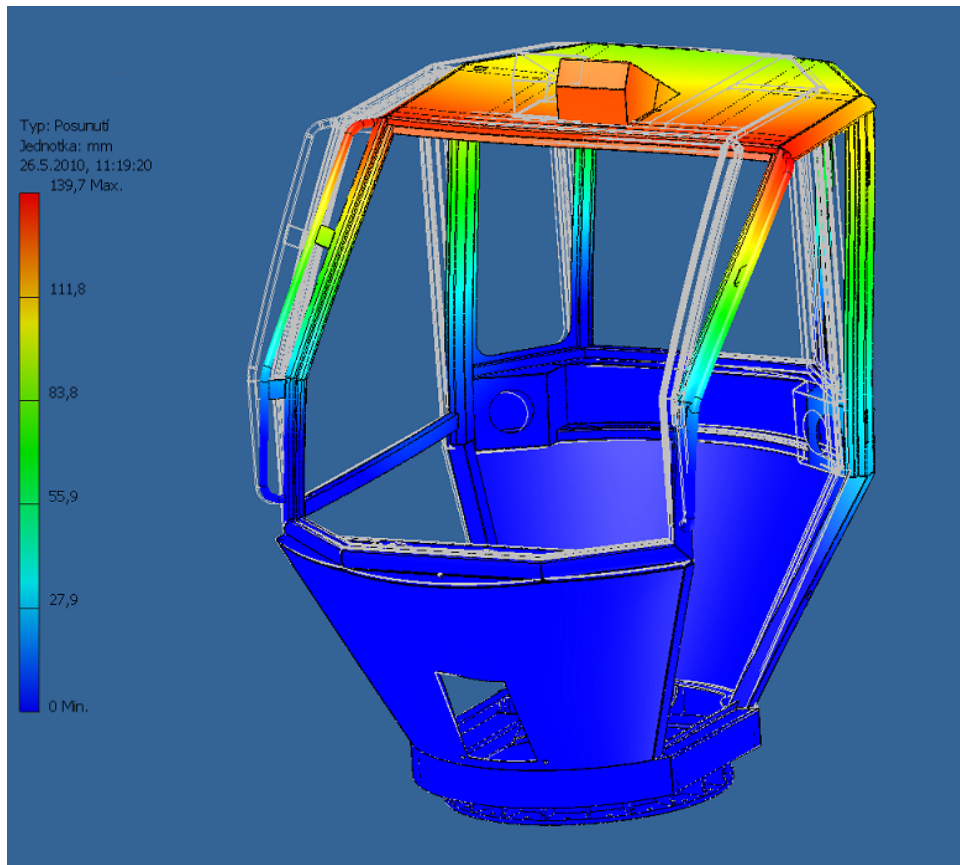
Jako první byla přidána výztuha spojující zadní obloukový profil s kryty reproduktorů a výztuhou kuželového profilu.



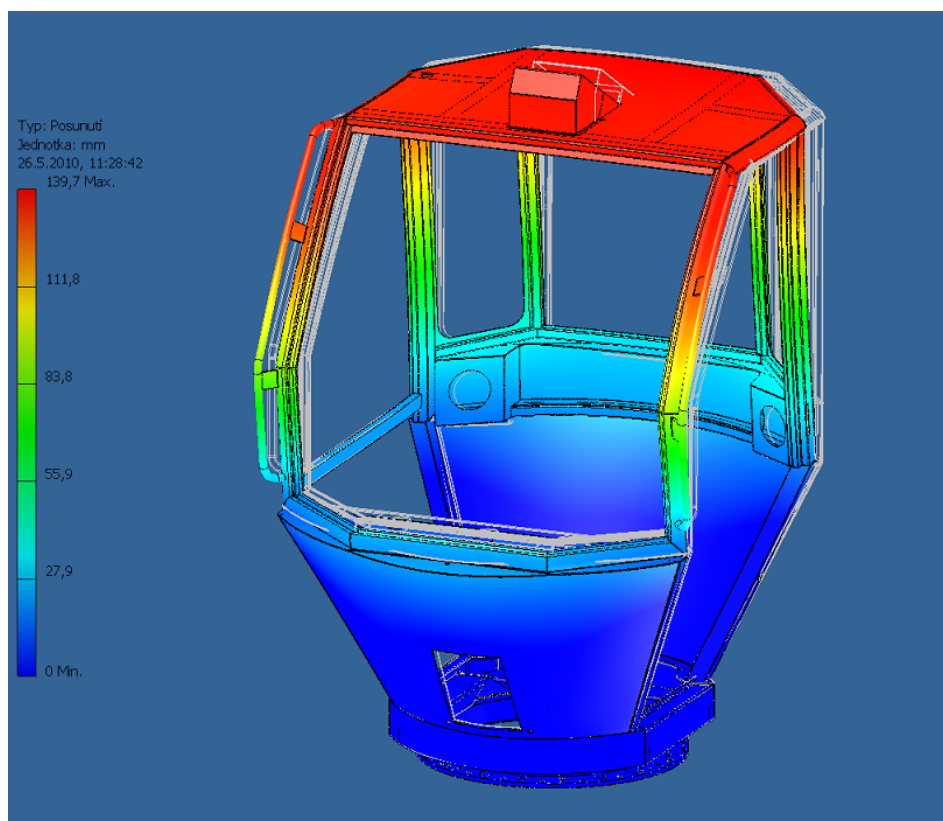
Obr. 47 Výztuha obloukového profilu

Po opětovném výpočtu se modální frekvence nepatrně zvýšily:

- 22,39 Hz \Rightarrow 22,78 Hz
- 27,86 Hz \Rightarrow 28,41 Hz
- 54,35 Hz \Rightarrow 55,36 Hz
- 70,71 Hz \Rightarrow 71,53 Hz



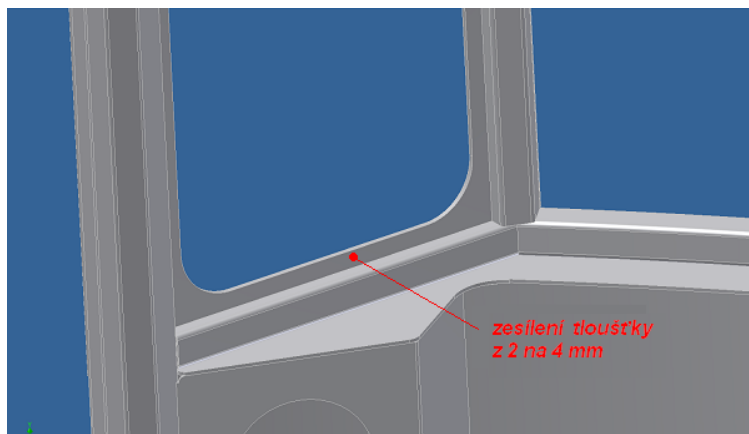
Obr. 48 1. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 22,78 Hz



Obr. 49 2. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 28,41 Hz

Tvary kmitů se změnily jen nepatrně, což je logické vzhledem k malému posunu frekvencí.

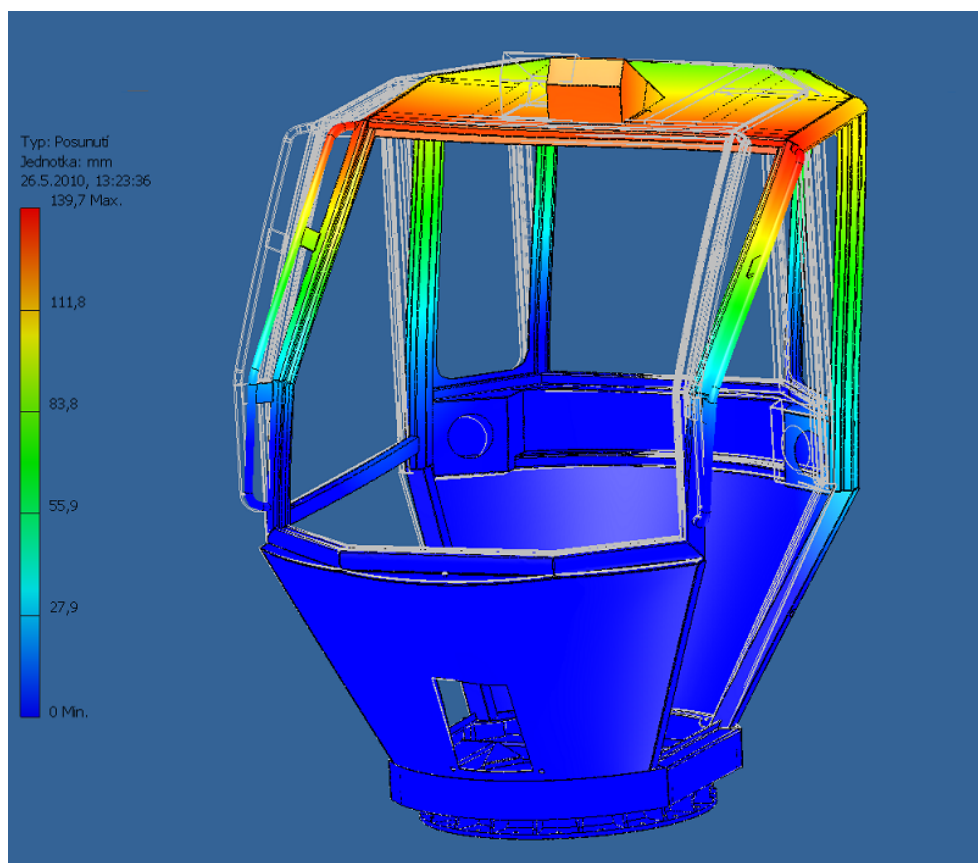
Dalším krokem bylo zesílení obdélníkových profilů (složených z 8 kusů), jenž tvoří opěrné plochy polykarbonátu.



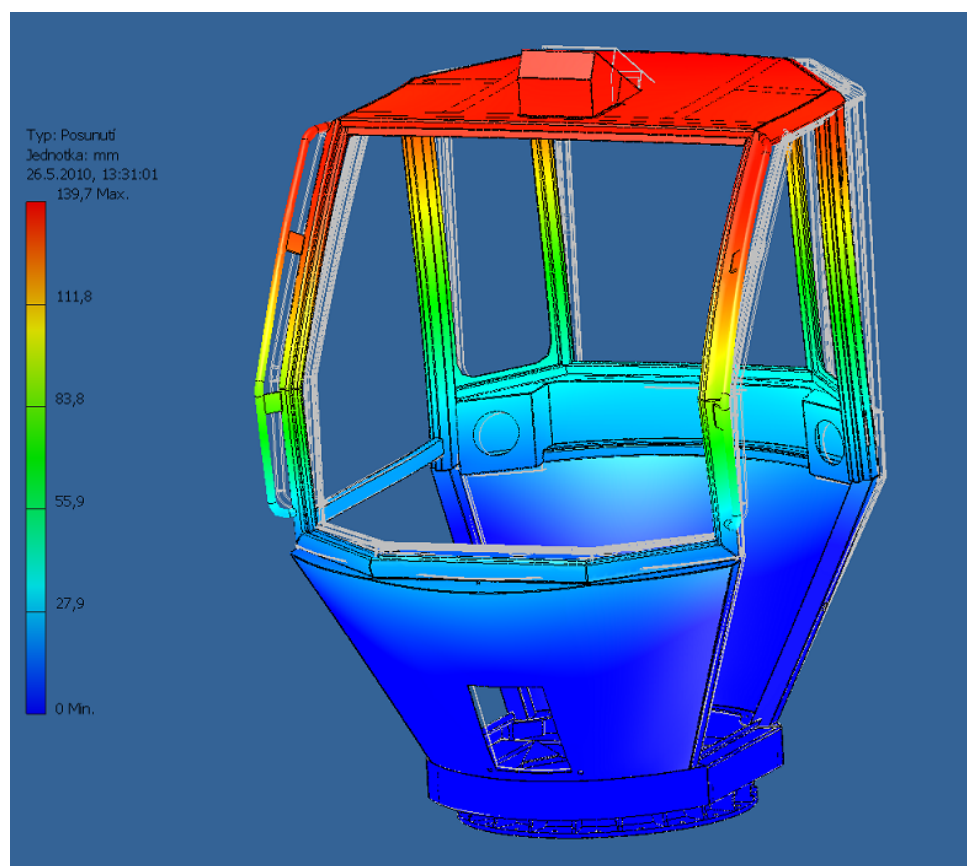
Obr.50 Zesílení opěrné plochy polykarbonátu

Po této úpravě se modální frekvence opět zvýšily:

- 22,78 Hz => 23,39 Hz
- 28,41 Hz => 28,96 Hz
- 55,36 Hz => 56,79 Hz
- 71,53 Hz => 72,78 Hz

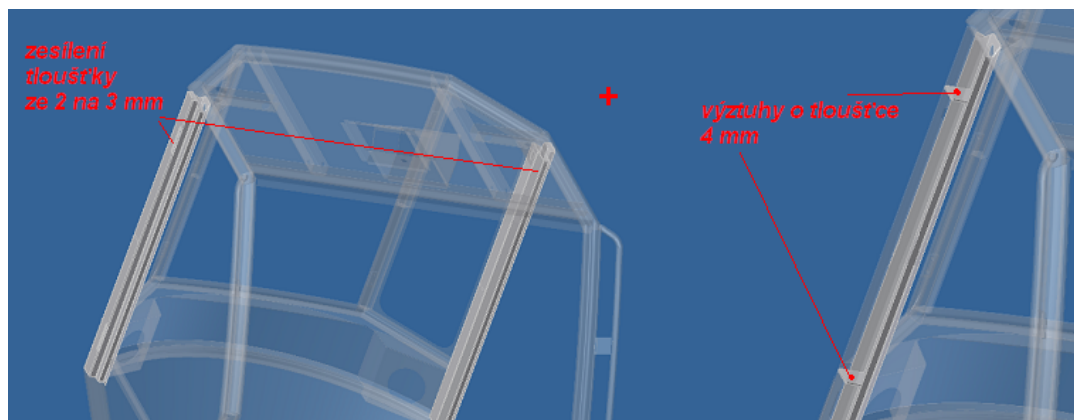


Obr. 51 1. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 23,39 Hz



Obr. 52 2. mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 28,96 Hz

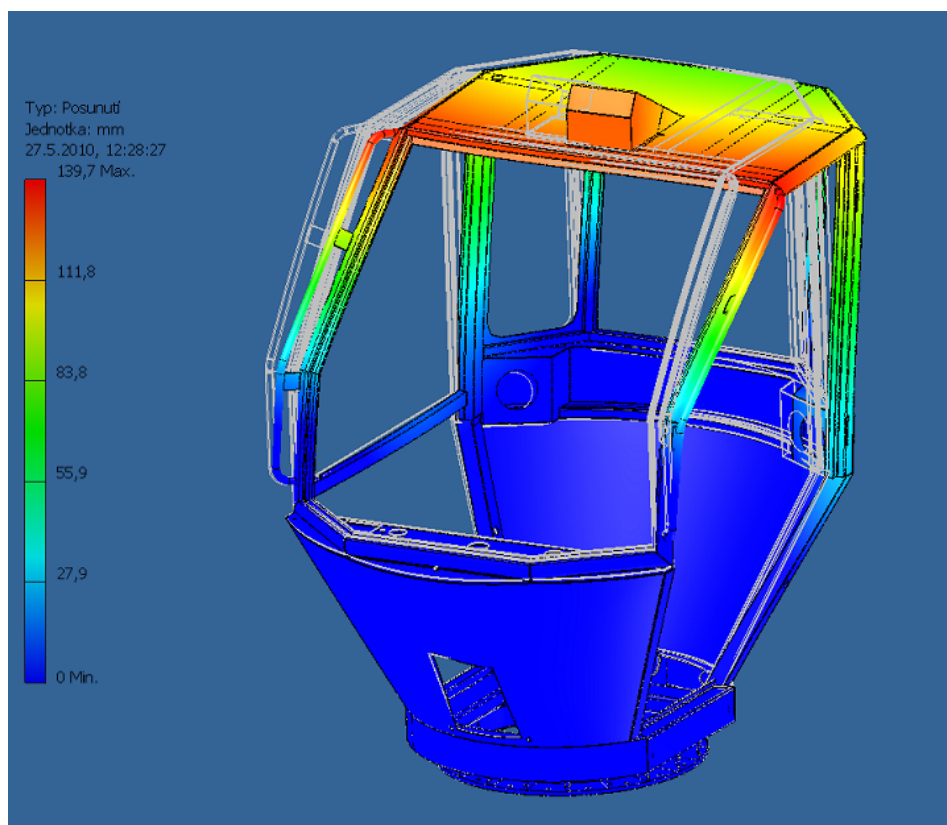
Další úprava spočívala v zesílení dvou nosných sloupků a přidání dvou příčných výztuh ve vzdálenosti 140 mm od okrajů. Sloupky jsou svařeny ze dvou lisovaných plechů jejichž tloušťka byla zvýšena ze 2 na 3 mm.



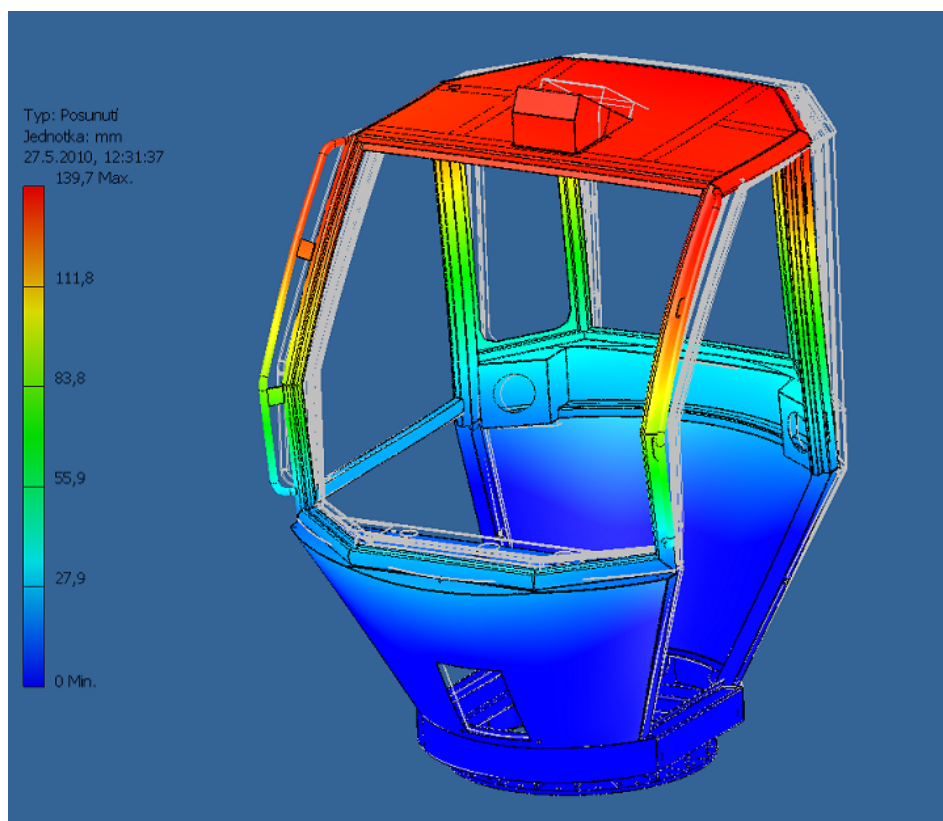
Obr.53 Úpravy nosných sloupků

Po této úpravě se modální frekvence opět zvýšily:

- 23,39 Hz \Rightarrow 24,83 Hz
- 28,96 Hz \Rightarrow 29,84 Hz
- 56,79 Hz \Rightarrow 57,51 Hz
- 72,78 Hz \Rightarrow 74,23 Hz

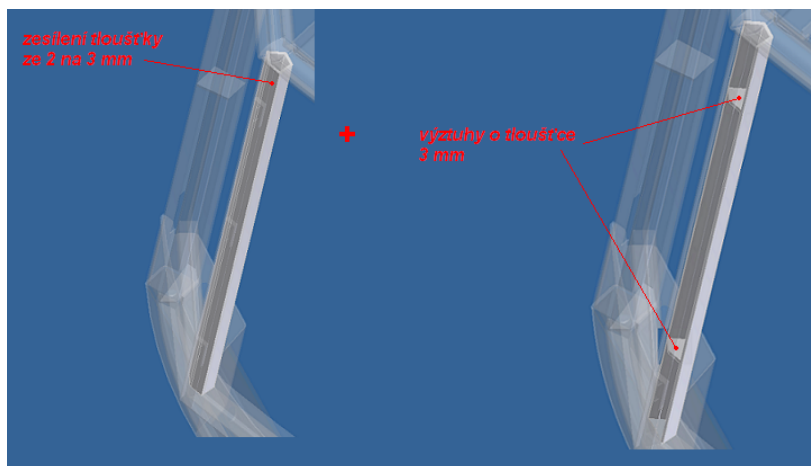


Obr. 54 1 . mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 24,83 Hz



Obr. 55 2 . mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 29,84 Hz

Poslední úpravou bylo zesílení zadních sloupků a přidání dvou příčných výztuh ve vzdálenosti 120 mm od krajů. Sloupky jsou svařeny ze dvou lisovaných plechů. První plech má dostatečnou tloušťku 4 mm, u druhého plechu byla tloušťka zvýšena ze 2 na 3 mm.

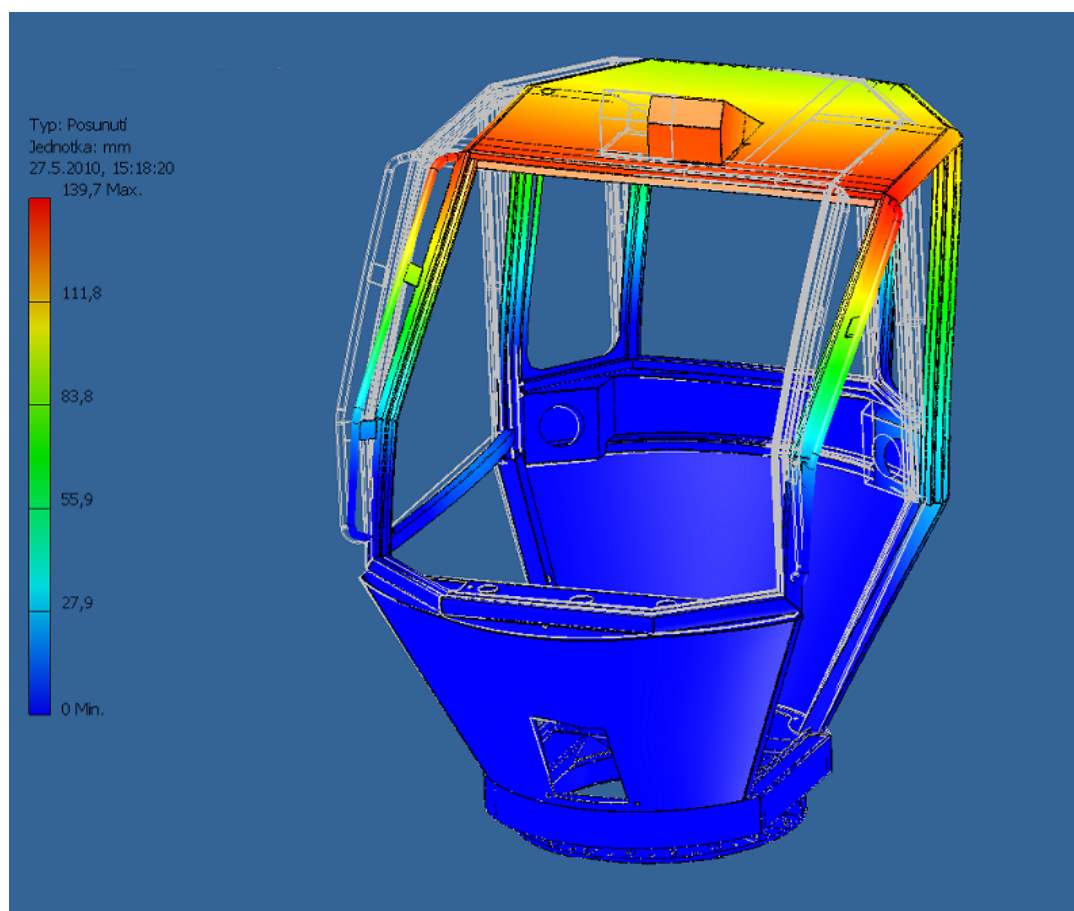


Obr. 56 Úpravy zadních sloupků

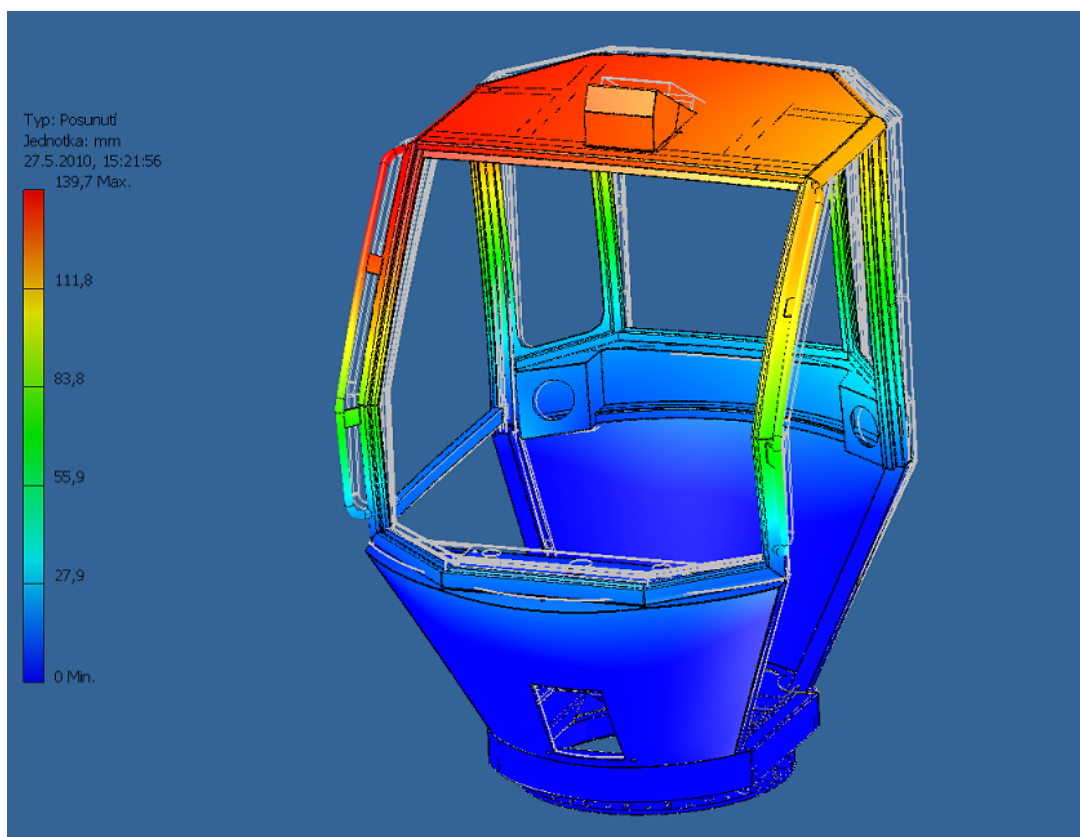
Po této poslední úpravě opět došlo ke zvýšení modálních frekvencí konečné podoby modelu.

- 24,83 Hz \Rightarrow 26,09 Hz
- 29,84 Hz \Rightarrow 30,65 Hz
- 57,51 Hz \Rightarrow 58,62 Hz

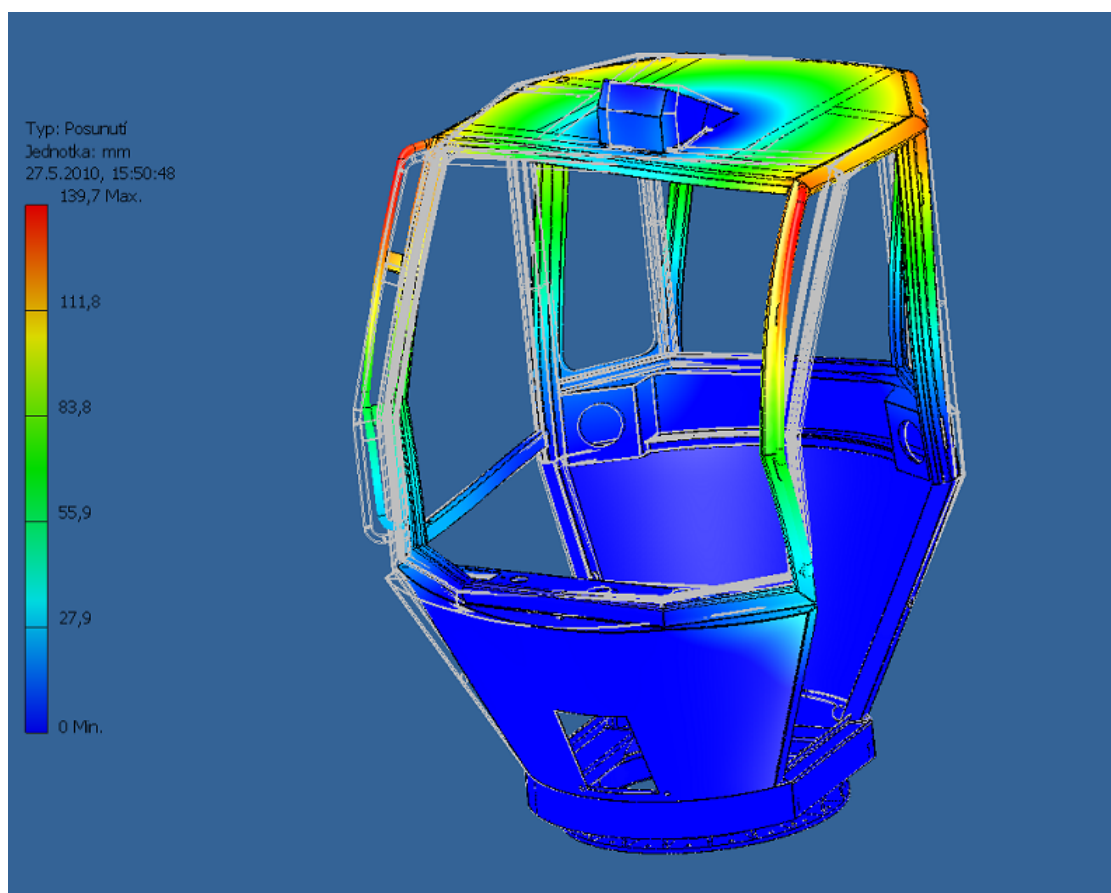
- 74,23 Hz \Rightarrow 75,60 Hz



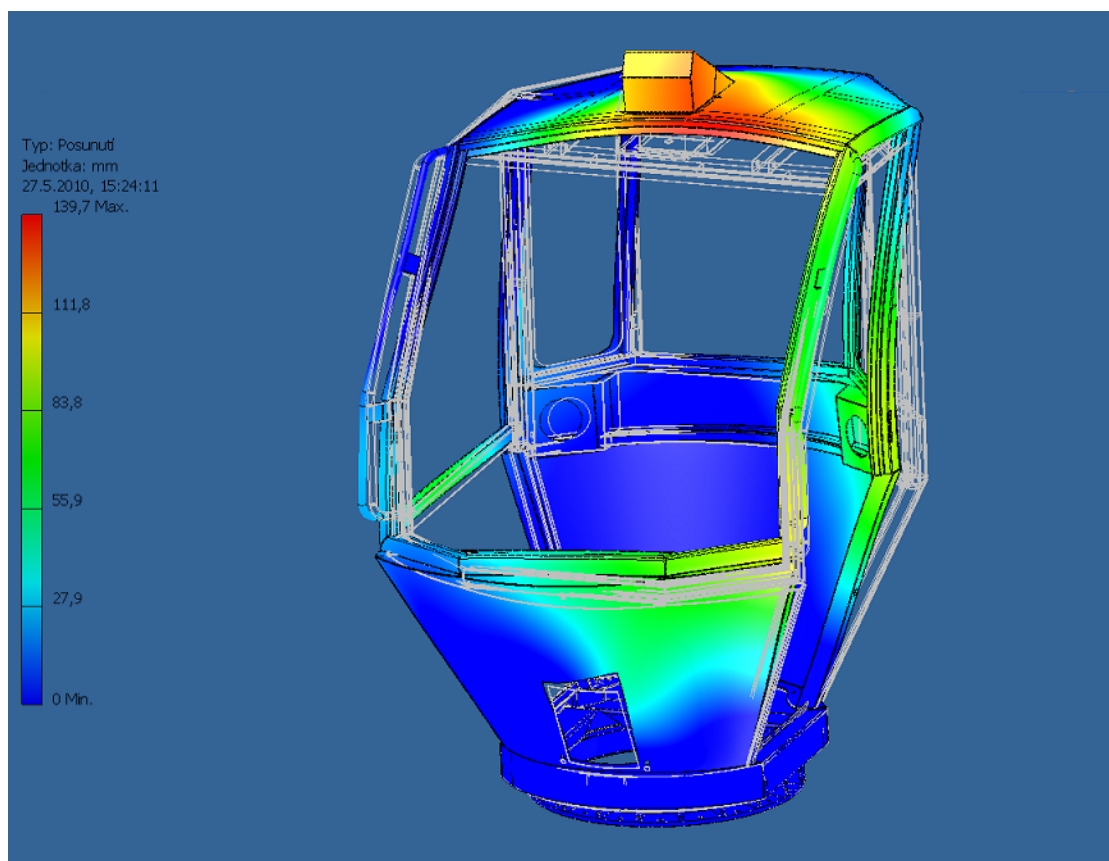
Obr. 57 1 . mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 26,09 Hz



Obr. 58 2 . mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 30,65 Hz



Obr. 59 3 . mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 58,62 Hz



Obr. 60 4 . mód zobrazující tvar kmitů při frekvenci 75,6 Hz

Po srovnání všech modelů a jejich tvarů kmitů lze konstatovat že se mezi sebou příliš neliší, což je dáno malým zvýšením frekvencí. Velikost výchylky se po uvedených konstrukčních úpravách nezměnila, pouze se zvýšila frekvence při které k ní dochází což je dáno způsobem výpočtu. Těmito úpravami bylo dosaženo posunutí nejnižší modální frekvence (22,39 Hz) nad frekvenci odpovídající pracovním otáčkám motoru (1400 ot./s ~23,3 Hz) na hodnotu 26,09 Hz odpovídající 1565 ot./min. Přeladění konstrukce kabiny nad horní frekvenci buzení (41 Hz ~ 2450 ot./min) by vyžadovalo radikální rekonstrukci celé kabiny.

Zde je porovnání frekvencí před a po úpravách:

- 22,39 Hz => **26,09 Hz**
- 27,86 Hz => **30,65 Hz**
- 54,35 Hz => **58,62 Hz**
- 70,71 Hz => **75,60 Hz**

4.4 MĚŘENÍ HLUKU

K měření a vyhodnocení hluku byl použit zvukoměr Brüel & Kjaer BK 2238 Mediator. Před použitím byla provedena kalibrace a přístroj byl nastaven pro výpočet ekvivalentní hladiny hluku s váhovým filtrem A. Pro měření hluku v kabině lesních a zemědělských strojů momentálně neexistuje česká norma, existuje však mezinárodní norma ISO 5131. K dispozici jsou však i další normy např. ČSN EN ISO 11201, která byla použita.

Nejprve bylo provedeno orientační měření okolního hluku s vypnutým motorem. Poté byla změřena venkovní hlučnost stroje (s běžícím motorem) vně kabiny ve vzdálenosti 2m od motoru ve výšce 1,4 m nad zemí. Následně byl změřen hluk v kabině při třech různých režimech – volnoběžné, pracovní a maximální otáčky motoru.



Obr. 61 Zvukoměr BK 2238 Mediator

Hladina okolního hluku při vypnutém motoru

$$L_{Aeq} = 48,2 \text{ dB}$$

Hladina venkovního hluku při běžícím motoru (volnoběžné otáčky)

$$L_{Aeq} = 80,9 \text{ dB}$$

Při měření hluku v kabině byl zvukoměr umístěn 10 cm od opěrky hlavy na sedačce. K uchycení zvukoměru posloužila levá opěrka ruky. Způsob uchycení je patrný z obrázku.



Obr. 62 Uchycení zvukoměru

Hladina vnitřního hluku při volnoběžných otáčkách motoru (850 ot./min)

$$L_{Aeq} = 67 \text{ dB}$$

Hladina vnitřního hluku při pracovních otáčkách motoru (1400 ot./min)

$$L_{Aeq} = 72,4 \text{ dB}$$

Hladina vnitřního hluku při volnoběžných otáčkách motoru (2450 ot./min)

$$L_{Aeq} = 76,3 \text{ dB}$$

Naměřené hodnoty uvnitř kabiny jsou srovnatelné s ostatními stroji podobného typu. Pro odhlučnění je použita kombinace molitanu s koženkou, profilovaný molitan a tepelně izolační hmota s hliníkovou fólií. Pro zvýšení komfortu obsluhy doporučuji nahradit molitan speciálním zvukově izolačním materiálem např. fólií AMS Tecsound firmy Vestin.s.r.o.

5. ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá aplikací modální analýzy, hlukové analýzy a měření vibrací při optimalizaci konstrukce kabiny stroje LVS 5000. V teoretické části jsou popsány základní pojmy, veličiny, metody měření a zpracování signálu a přístrojová technika. Praktická část se již zabývá zpracováním a vyhodnocením naměřených a vypočtených hodnot. Měření vibrací bylo rozděleno do dvou částí – nejprve byly měřeny vibrace na síti vybraných bodů při volnoběžných otáčkách a poté byly měřeny vibrace při rozběhu stroje na rámu a kabině. Po vyhodnocení spekter rozběhu bylo zjištěno nedostatečné tlumení silentbloků. Jako opatření byla navržena záměna stávajících silentbloků za silentbloky s tvrdší pryží (téměř totožné rozměry). Dále vzniklo podezření na rezonanci při frekvencích 21-24 Hz, velké amplitudy byly zaznamenány také při 56 Hz. Modální analýzou byly vypočteny čtyři modální frekvence 22,39 ; 27,86 ; 54,35 a 70,71 Hz. Tím se podezření na rezonanci potvrdilo. Postupným přidáváním výztuh a zesilováním materiálu bylo dosaženo zvýšení rezonančních frekvencí. Největším přínosem je posun nejnižší modální frekvence (22,39 Hz) nad frekvenci odpovídající pracovním otáčkám motoru (1400 ot./s ~23,3 Hz) na hodnotu 26,09 Hz odpovídající 1565 ot./min. Přeladění konstrukce kabiny nad horní frekvenci buzení (41 Hz ~ 2450 ot./min) by vyžadovalo radikální rekonstrukci celé kabiny. Naměřené hladiny hluku v kabině jsou srovnatelné se stroji podobného typu . Přesto byla pro zvýšení komfortu obsluhy navržena náhrada původních izolačních materiálů za speciální izolační materiál.

PODĚKOVÁNÍ:

Tímto bych chtěl poděkovat konzultantovi Ing. Pavlu Klimešovi a vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Blatovi za ochotu při realizaci měření.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:

- [1] HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II - Vibrodiagnostika*. VŠB-TU Ostrava, 2004, 1. vydání, 178 s, ISBN 80-248-0650-9.
- [2] TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s, ISBN 80-901936-1-7.
- [3] KREIDL, L. – ŠMÍD, L.: *Technická diagnostika*. BEN - technická literatura, Praha 2004, 1. vydání, 408 s, ISBN 80-7300-158-8
- [4] SKF Condition monitoring, : Průvodce vibrační diagnostikou. DIF s.r.o., Praha 1994, CM 5003-CZ
- [5] DØSSING, O.: *Measuring Vibration*, 1st edition. Naerum: Brüel & Kjaer, 1982, 42 p
- [6] www.vestin.cz
- [7] přednášky z předmětu Vibrodiagnostika z r.2008 Dr.Ing. Jana Biloše (pdf)
- [8] www.bksv.com
- [9] www.cummins.com
- [10] materiály poskytnuté firmou Ing. Vojtěch Novotný
- [11] www.contitech.cz